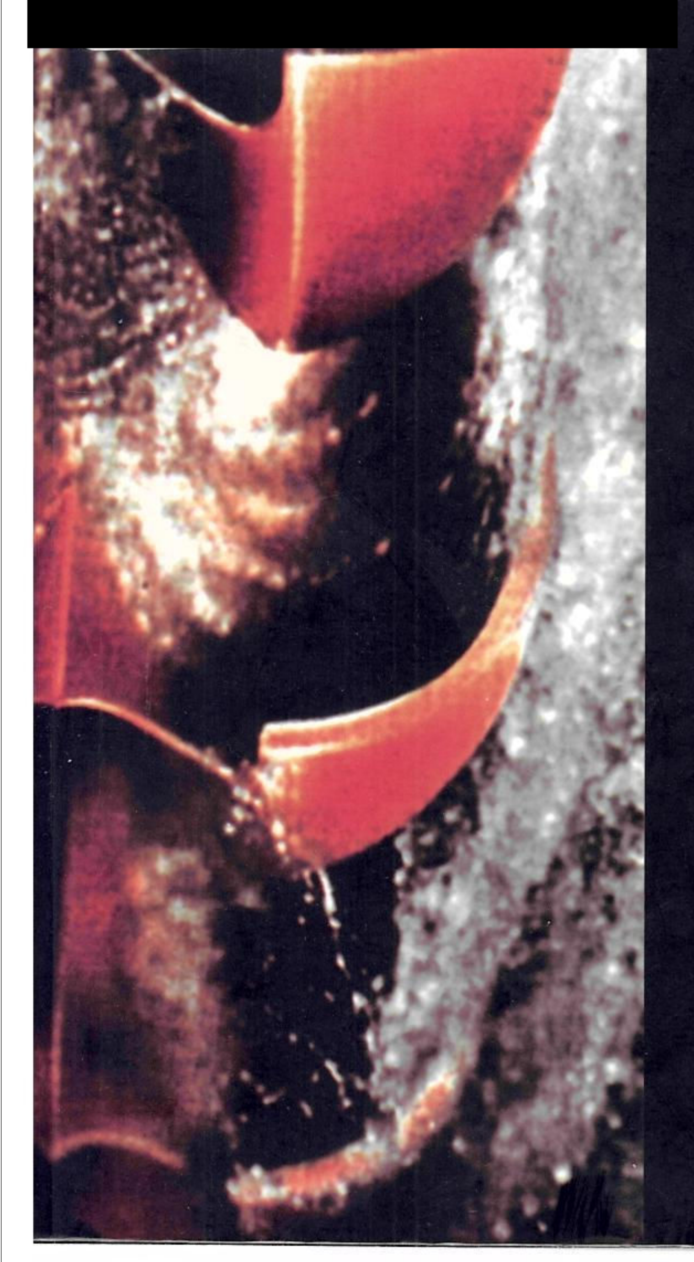
[redacted]

ÉRICO ANTÔNIO LOPES HENN



MÁQUINAS DE FLUIDO

2ª EDIÇÃO

editoraufsm

Máquinas de Fluido

Érico Antônio Lopes Henn

Máquinas de Fluido

2ª Edição

editoraufsm
2006

Érico Antônio Lopes Henn

Máquinas de Fluido

2ª Edição

editoraufsm
2006

H515m Henn, Érico Antônio Lopes
Máquinas de fluido / Érico Antônio Lopes Henn
. – 2. ed. – Santa Maria : Ed. da UFSM, 2006.
474p. : il. ; 23 cm.

1. Engenharia mecânica 2. Máquinas de fluido
3. Máquinas de fluxo 4. Máquinas de deslocamento
positivo I. Título.

ISBN 85-7391-075-5

CDU 621.6

Ficha catalográfica elaborada por Maristela Eckhardt CRB-10/737
Biblioteca Central - UFSM

editoraufsm

Editora da Universidade Federal de Santa Maria
Prédio da Reitoria – Campus Universitário
Camobi – 97119-900 – Santa Maria – RS
Fone/Fax: (055)3220.8610
e-mail: editora@ctlab.ufsm.br
www.ufsm.br/editora

"Antes o desafio de uma juventude questionadora, que ainda sonha, do que a presença resignada de jovens que já não sonham mais."

À

Nara,

Leonardo,

Rafael e

Camila

ÍNDICE

Prefácio

Este livro apresenta o texto básico da disciplina **Máquinas de Fluido** ministrada pelo autor aos alunos dos cursos de graduação em Engenharia Mecânica e Engenharia Química da Universidade Federal de Santa Maria.

O conteúdo desta publicação, como o próprio programa da disciplina, busca fornecer os princípios da teoria clássica sobre este tipo de máquina e, dentro de um enfoque didático, facilitar o uso destes conhecimentos na prática do dia-a-dia do futuro profissional de engenharia. Com este objetivo, foram incluídos exemplos de aplicação no final de vários capítulos, com a utilização de tabelas e curvas de funcionamento fornecidas por fabricantes. Normalmente será utilizado o Sistema Internacional de Unidades, oficial no Brasil desde 1962, fazendo-se, em algumas situações, a sua correlação com outros sistemas de unidades freqüentemente encontrados nas publicações técnicas.

Na abordagem dos principais tipos de Máquinas de Fluido, as **Máquinas de Fluxo** e as **Máquinas de Deslocamento Positivo**, a ênfase é para as Máquinas de Fluxo, particularmente para as que trabalham com fluidos em escoamento incompressível, onde o autor se apóia na experiência de vários anos como professor, projetista e consultor de empresas.

O capítulo sobre as Máquinas de Deslocamento Positivo torna-se indispensável principalmente quando se procura subsidiar o processo de seleção do tipo mais adequado de máquina a ser empregado num sistema fluido-mecânico. Embora a predominância das Máquinas de Fluxo no transporte de fluidos, por exemplo, existem situações em que a melhor solução recai sobre uma Máquina de Deslocamento Positivo. Saber discernir sobre a aplicação de um tipo ou outro é pré-requisito exigido tanto para um engenheiro mecânico como para um engenheiro químico. Por outro lado, o compromisso com o desenvolvimento tecnológico do país torna imprescindível a formação de um profissional

não só capaz de usar corretamente máquinas já existentes, mas também apto a utilizar o método científico para o projeto de novos equipamentos.

A presença de capítulos que fornecem uma primeira orientação para o projeto de rotores de máquinas de fluxo e as freqüentes citações bibliográficas durante o texto procuram motivar o aluno para um aprofundamento sobre o assunto, não se restrinjindo ao conteúdo abordado em sala de aula ou às páginas de uma apostila. A colocação entre parênteses do significado em inglês dos principais termos técnicos utilizados tem a pretensão de facilitar o acesso do estudante às publicações internacionais e indicar a importância, cada vez maior, para um profissional da área de engenharia, do conhecimento de uma língua universalmente utilizada para o intercâmbio técnico-científico.

A simbologia e as convenções utilizadas neste livro são as introduzidas por Bran & Souza,[1] precursores, no Brasil, do tratamento conjunto das Máquinas de Fluxo em uma única disciplina.

Ao submeter a presente obra à apreciação de professores, alunos, e profissionais que venham a trabalhar sobre o tema, o autor espera a contribuição crítica que possa levar ao seu aperfeiçoamento.

Registre-se, aqui, o reconhecimento do autor aos professores: Ennio Cruz da Costa, da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Lucio Rennó Salomon e Zulcy de Souza, da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, com quem teve a honra de conviver e que despertaram seu interesse por esta área acadêmica, pelo conhecimento, entusiasmo e dedicação; aos colegas do Centro de Tecnologia da UFSM e aos seus ex-alunos, pela convivência amiga e motivadora, e à Editora da UFSM, por tornar possível a editoração desta obra.

---

[1] BRAN, R. & SOUZA, Z. de., *Máquinas de fluxo.*

Símbolos Adotados

Na lista apresentada a seguir alguns símbolos representam mais de uma grandeza. Neste caso, o significado específico é esclarecido no local onde figuram no texto.

A	área.
a	grau de abertura do sistema diretor de uma turbina hidráulica ou fator de redução da velocidade do vento em turbinas eólicas.
b	largura do rotor ou envergadura do perfil aerodinâmico.
C_a	coeficiente de arrasto de um perfil aerodinâmico.
C_H	coeficiente de correção da altura de elevação devido à viscosidade do fluido.
C_p	calor específico à pressão constante do fluido de trabalho.
C_s	coeficiente de sustentação de um perfil aerodinâmico.
C_v	calor específico a volume constante do fluido de trabalho.
$C\eta$	coeficiente de correção de rendimento devido à viscosidade do fluido.
c	velocidade absoluta da corrente fluida.
c_m	componente meridiana da velocidade absoluta da corrente fluida.
c_s	velocidade de propagação do som no meio considerado.
c_u	componente tangencial da velocidade absoluta da corrente fluida.
c_∞	velocidade absoluta da corrente não perturbada.
$\vec{c}_o$	vetor velocidade absoluta da origem do sistema de coordenadas relativo.
D	diâmetro do rotor, diâmetro do pistão ou diâmetro da tubulação.
D_N	diâmetro exterior das nervuras de compensação do empuxo axial.

d	derivada, diferencial ou diâmetro da haste do pistão de máquina alternativa.
d_e	diâmetro do eixo.
d_j	diâmetro do jato de uma turbina Pelton.
E	distância entre centros ou excentricidade.
E_f	energia perdida por fugas.
E_p	energia específica referente às perdas hidráulicas.
E_{pc}	perdas de energia por choque.
e	espessura da pá ou fator de engrossamento de um perfil aerodinâmico.
e_t	espessura da pá medida na direção tangencial.
F	força.
F_a	força de arrasto ou empuxo axial.
F_s	força de sustentação.
f	coeficiente de atrito, freqüência de máquina elétrica ou flecha.
f_e	fator de estrangulamento.
G	peso.
g	aceleração da gravidade.
H	altura de elevação de máquinas geradoras ou altura de queda de máquinas motoras.
H_a	altura ou energia específica de aceleração.
H_G	desnível geométrico entre dois pontos.
H_n	altura nominal.
H_p	perda de carga em metros de coluna de fluido.
H_{pr}	perda de carga no recalque.
H_{ps}	perda de carga na sucção.
H_{sg}	altura de sucção geométrica.
$H_{sgmáx}$	altura de sucção geométrica máxima.
H_{va}	perda de carga na válvula de sucção de máquinas de deslocamento alternativas.
h	entalpia do fluido.
i	número de estágios de uma máquina de fluido ou número de parafusos movidos de uma máquina de deslocamento positivo de parafuso.
$\vec{i}'$	vetor unitário do sistema relativo correspondente ao eixo x´.
$\vec{j}'$	vetor unitário do sistema relativo correspondente ao eixo y´.

K	coeficiente adimensional, constante ou característica de uma canalização.
K_C	escala de velocidades.
K_D	escala dinâmica.
K_G	escala geométrica ou fator de escala.
K_N	coeficiente de correção para o cálculo do número de pás.
K_p	coeficiente de correção de Pfleiderer para o cálculo do fator de deficiência de potência.
k	expoente adiabático ou isentrópico.
$\vec{k}'$	vetor unitário do sistema relativo correspondente ao eixo z´.
L	comprimento de canalização, comprimento da corda de perfil aerodinâmico ou curso dos pistões de máquinas alternativas.
M	torque ou momento.
M_a	número de Mach.
$M_{pá\infty}$	torque ou momento intercambiado entre fluido e rotor suposto com número infinito de pás.
$\dot{m}$	fluxo mássico de um fluido.
$\dot{m}_f$	fluxo mássico que foge através das folgas.
$\dot{m}_r$	fluxo mássico que passa através do rotor.
N	número de pás do rotor.
NPIPA	pressão disponível na admissão da bomba.
NPIPR	pressão requerida na admissão da bomba.
$NPSH_b$	saldo positivo de altura de sucção requerido pela bomba.
$NPSH_d$	saldo positivo de altura de sucção disponível na instalação.
n	velocidade de rotação, freqüência do movimento completo do pistão em máquina alternativa ou expoente da compressão politrópica.
n_I	velocidade de rotação unitária.
n_{II}	velocidade de rotação biunitária.
n_q	velocidade de rotação específica no sistema técnico de unidades referida à vazão.
n_{qA}	coeficiente de forma ou velocidade de rotação específica no sistema internacional de unidades.
n_s	velocidade de rotação específica no sistema técnico de unidades referida à potência ou velocidade de rotação específica no sistema inglês de unidades.

P	potência disponível.
P_a	potência perdida por atrito de disco.
P_e	potência no eixo da máquina.
P_{e1}	potência no eixo unitária.
P_{e11}	potência no eixo biunitária.
$P_{pá}$	potência intercambiada no rotor suposto com número finito de pás.
$P_{pá\infty}$	potência intercambiada no rotor suposto com número infinito de pás.
p	pressão.
p_{atm}	pressão atmosférica.
p_e	pressão de estagnação.
p_r	pressão de referência do líquido ou pressão no recalque.
p_v	pressão de vaporização do líquido na temperatura de escoamento.
Q	vazão de um fluido.
Q_1	vazão unitária.
Q_{11}	vazão biunitária.
Q_f	vazão correspondente às fugas através das folgas.
Q_n	vazão nominal.
Q_r	vazão que passa através do rotor.
Q_v	perda de vazão recalcada em função da vaporização do líquido na região de admissão de uma bomba de deslocamento positivo.
q	quantidade de calor por unidade de massa.
R	constante universal dos gases.
$\vec{R}$	vetor posição de uma partícula fluida com relação ao sistema absoluto.
$\vec{R}_o$	vetor posição da origem do sistema relativo com relação ao sistema absoluto.
R_C	raio de curvatura da pá.
R_e	número de Reynolds.
r	raio de um ponto genérico do rotor.
$\vec{r}$	vetor posição de uma partícula fluida com relação ao sistema relativo.
r_e	raio exterior do rotor.

r_i raio interior ou raio do cubo do rotor.
S momento estático da seção meridiana do canal em relação ao eixo do rotor.
S_f momento estático do filete médio da corrente com relação ao eixo de rotação.
S_q coeficiente de sucção.
s entropia do fluido ou largura da câmara de compensação do empuxo axial.
T temperatura absoluta em Kelvin.
t temperatura, tempo, passo, ou largura das nervuras colocadas no dorso do rotor.
t_f tempo de fechamento do órgão obturador de uma turbina hidráulica.
u velocidade tangencial de um ponto do rotor ou energia interna do fluido por unidade de massa.
V volume.
V_a volume de gás aspirado por um compressor.
V_c volume característico deslocado em máquina de deslocamento positivo.
v volume específico do fluido.
w velocidade relativa da corrente fluida.
w_m componente meridiana da velocidade relativa.
w_∞ velocidade relativa da corrente não perturbada.
x abcissa cartesiana.
Y salto energético ou trabalho específico disponível, representa a energia por unidade de massa que o fluido recebe da máquina, no caso de máquina geradora, ou que entrega à máquina, no caso de máquina motora.
Y_{din} energia específica de pressão dinâmica ou de velocidade.
Y_{est} energia específica de pressão estática.
Y_i trabalho específico interno da máquina.
$Y_{pá}$ energia ou trabalho específico intercambiado no rotor suposto com número finito de pás.
$Y_{pá\infty}$ energia ou trabalho específico intercambiado no rotor suposto com número infinito de pás.
y ordenada cartesiana.

$y_{máx}$ espessura máxima do perfil aerodinâmico.
Z fator de compressibilidade de um gás.
z cota de um ponto qualquer.
∂ ângulo de ataque de um perfil aerodinâmico ou símbolo de derivada parcial.
α (alfa) ângulo que formam os sentidos positivos de $\vec{u}$ e $\vec{c}$ ou ângulo de inclinação das pás do sistema diretor de uma máquina de fluxo.
β (beta) ângulo que forma o sentido positivo de $\vec{w}$ com o negativo de $\vec{u}$ ou ângulo de inclinação das pás do rotor.
Γ (gama) circulação ou intensidade de vórtice.
γ (gama) peso específico do fluido ou do material sólido.
Δ (delta) diferença finita.
ΔH sobrepressão provocada pelo golpe de aríete, em coluna líquida.
Δp diferença de pressão.
Δp_{din} diferença de pressão dinâmica entre a admissão e a descarga de um ventilador.
Δp_{est} diferença de pressão estática entre a admissão e a descarga de um ventilador.
Δp_s depressão suplementar.
Δp_t diferença de pressão total produzida pelo ventilador.
δ (delta) ângulo de construção das pás do rotor.
ε (épsilon) ângulo de deslizamento de um perfil aerodinâmico ou coeficiente de espaço nocivo de um compressor alternativo.
η (eta) rendimento.
η_a rendimento de atrito de disco.
η_{est} rendimento estático de um ventilador.
η_h rendimento hidráulico.
η_i rendimento interno.
η_m rendimento mecânico.
η_p rendimento do perfil aerodinâmico.
η_t rendimento total.
η_v rendimento volumétrico.
θ (teta) ângulo de giro de um ponto do rotor ou da manivela de máquina alternativa.

λ (lambda) coeficiente empírico ou relação de velocidade periférica de turbina eólica.
μ (mi) fator de deficiência de potência ou coeficiente de viscosidade absoluta.
ν (ni) coeficiente de viscosidade cinemática.
ρ (rô) massa específica do fluido.
ρ_{real} grau de reação real.
ρ_t grau de reação teórico.
σ (sigma) coeficiente de cavitação.
σ_{min} valor crítico do coeficiente de cavitação.
σ_r tensão de ruptura do material.
τ (tau) tensão de cisalhamento.
τ_{adm} tensão admissível de cisalhamento.
Φ (fi) coeficiente de vazão da máquina de fluxo.
Ψ (psi) coeficiente de pressão da máquina de fluxo.
ω (ômega) velocidade angular de rotação do rotor.
ω' velocidade angular do fluido pela ação de nervuras no dorso do rotor.

Subíndices Utilizados

A relação a seguir apresenta o significado dos índices inferiores (subíndices) que são utilizados com maior freqüência durante o texto. Outros, de uso mais restrito, terão o seu significado esclarecido quando forem empregados para caracterizar uma determinada grandeza.

1	corresponde a ponto na corrente fluida situado na entrada do sistema diretor de máquina de fluxo ou indica grandeza unitária.
2	corresponde a ponto na corrente fluida situado na saída do sistema diretor de máquina de fluxo.
3	corresponde a ponto na corrente de entrada não perturbada (regularizada), situado imediatamente antes da entrada do rotor de máquina de fluxo.
4	corresponde a ponto na entrada do rotor de máquina de fluxo, já no espaço entre as pás giratórias.
5	corresponde a ponto na saída do rotor da máquina de fluxo, ainda no espaço entre as pás giratórias.
6	corresponde a ponto na corrente de saída já regularizada, situado imediatamente após a saída do canal do rotor de máquina de fluxo.
11	indica grandeza biunitária.
a	corresponde a ponto situado na admissão de uma máquina de fluido, indica direção axial ou refere-se a rendimento por atrito de disco.
atm	refere-se à pressão atmosférica.
d	corresponde a ponto situado na descarga de uma máquina de fluido.
din	refere-se à pressão dinâmica ou de velocidade.
e	corresponde a ponto situado no diâmetro exterior do rotor ou refere-se ao eixo da máquina.

est refere-se à pressão estática.
F refere-se ao ponto de funcionamento da máquina de fluido.
G refere-se à desnível geométrico.
i corresponde a ponto situado no diâmetro interior ou diâmetro do cubo do rotor ou indica valor interno da máquina.
J corresponde ao nível de jusante da instalação hidráulica.
M corresponde ao nível de montante da instalação hidráulica.
m refere-se à máquina modelo, rendimento mecânico ou à componente meridiana de velocidade.
n indica valores nominais ou de projeto da máquina.
p refere-se à máquina protótipo ou à energia perdida.
pá indica grandeza correspondente às pás do rotor de máquina de fluxo.
r indica direção radial ou grandeza referente ao recalque da máquina.
s indica transformação isentrópica, grandeza referente à sucção da máquina ou refere-se à velocidade do som.
t refere-se à direção tangencial ou a valor total.
u indica componente tangencial de velocidade.
v indica rendimento volumétrico, pressão de vaporização ou refere-se a fluido viscoso.
∞ corresponde a ponto situado na corrente fluida não perturbada ou refere-se a rotor de máquina de fluxo com número infinito de pás.

Conversão de Unidades

Unidades de Comprimento:

1 in (polegada) = 0,0254 m;
1 ft (pé) = 12 in = 0,3048 m;
1 mile (milha) = 1609,3 m;

Unidades de Velocidade e Rotação:

1 fpm (ft/min) = 0,016667 ft/s = 0,00508 m/s;
1 mph (milha/hora) = 1,609 km/h = 0,447 m/s;
1 rps = 1 Hz = 60 rpm.

Unidades de Pressão:

1 bar = 0,1 MPa;
1 kgf/cm^2 = 98,1 kPa;
1 mmCA = 1 kgf/m^2 = 9,81 Pa;
1 torr = 1 mmHg = 133,32 Pa;
1 psi (lbf/in^2) = 0,0703 kgf/cm^2 = 6,895 kPa;

Unidades de Vazão:

1 m^3/h = 0,27778 l/s = 2,7778 . 10^{-4} m^3/s;
1 gpm (galão/min) = 0,227 m^3/h = 6,309 . 10^{-5} m^3/s;
1 cfm (ft^3/min) = 1,698 m^3/h = 4,717 . 10^{-4} m^3/s;

Unidades de Energia e Energia Específica:

1 kcal = 4,1868 kJ;
1 kWh = 3,6 MJ;
1 kgf.m = 427 kcal = 9,81 J
1 Btu = 0,252 kcal = 1,05506 kJ;
1 kcal/kg = 4,1868 kJ/kg;
1 Btu/lbm = 0,556 kcal/kg = 2,325 kJ/kg;

Unidades de Potência:

1 CV = 75 kgf.m/s = 632,44 kcal/h = 0,7355 kW;
1 HP = 2545 Btu/h = 641,62 kcal/h = 0,7457 kW;

Unidades de Massa e Peso Específicos:

1 lbm/ft^3 = 0,03108 $slug/ft^3$ =16,018 kg/m^3;
1 lbf/ft^3 ($pound/ft^3$) = 16,02 kgf/m^3 = 157,16 N/m^3

Unidades de Viscosidade:

1 cSt (centistoke) = 10^{-6} m^2/s;
1 ft^2/s = 92903 cSt;
1 cP (centipoise) = 10^{-3} Pa.s;

Unidades de Temperatura:

K = °C + 273,15
° F = 9/5 ° C + 32

1
Introdução

Desde as mais remotas eras, o conhecimento sobre a energia contida nos fluidos e a sua utilização econômica têm sido um dos fatores primordiais para o desenvolvimento da humanidade. Grandes sistemas de irrigação já eram utilizados na Mesopotâmia, cerca de 3000 a.C., enquanto antigos povos, como os egípcios e os gregos, usavam rodas hidráulicas para moer grãos de cereais. Ao cientista egípcio Heron de Alexandria, que viveu provavelmente durante o século II a.C., é atribuído o desenvolvimento de vários equipamentos precursores das modernas máquinas de fluido. Entre eles, um órgão musical, com soprador a pistão acionado por um moinho de vento (Fig. 1.1), e um aparelho que pode ser considerado como a primeira versão de uma turbina a vapor. Um pequeno globo de metal girava a partir da reação ao escapamento de vapor d'água por dois canos orientados em sentidos opostos situados na

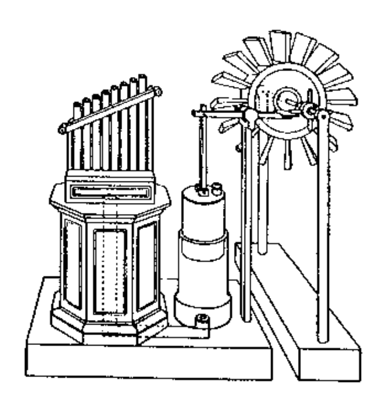


Fig. 1.1 Utilização de máquinas de fluido na antiguidade: dispositivo desenvolvido por Heron de Alexandria para acionar um órgão musical. (Fonte: Revue Technique Sulzer)

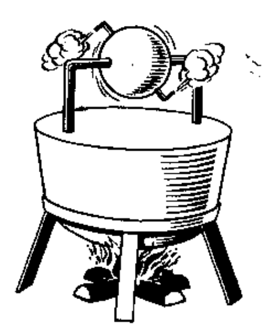


Fig. 1.2 Turbina a vapor desenvolvida por Heron de Alexandria. (Fonte: Enciclopédia Delta Universal)

sua periferia (Fig. 1.2). O vapor chegava ao interior do globo, através de suportes ocos, procedente de uma caldeira a vapor situada na parte inferior.

É, no entanto, a partir do século XIX que as máquinas de fluido passaram a ter um maior desenvolvimento, com a utilização de conhecimentos aprofundados em termodinâmica e aerodinâmica, com o surgimento de novos materiais e, modernamente, com o uso de recursos computacionais cada vez mais sofisticados.

As turbinas a gás, por exemplo, cujas primeiras construções remontam ao século XVII, tiveram o seu maior desenvolvimento durante a Segunda Guerra Mundial, com a utilização na propulsão de aviões e na geração de energia elétrica. Mesmo a energia eólica, já utilizada para acionar os moinhos de vento do século X, no Oriente Médio, passa a ser uma moderna alternativa energética com a construção de turbinas eólicas com potência unitária acima de 2 MW.

Hoje, as máquinas de fluido são utilizadas no transporte de líquidos, gases e sólidos, na geração e na acumulação de energia, e em processos químicos que demandam elevadas pressões, como a compressão do gás de etileno para a fabricação de polietileno, em compressores de êmbolo que alcançam pressões da ordem de 350 MPa (3500 bar).

A simulação numérica de máquinas de fluido por computador (Fig. 1.3) tem alcançado um alto nível de desenvolvimento e possibilitado não só a visualização de fluxos complexos, mas também a elaboração de programas de cálculo que permitem projetar novos tipos de máquinas a partir de um banco de dados conhecido, prever seu comportamento por meio de ensaios simulados e chegar à construção de protótipos por meio de máquinas de produção com comando numérico.

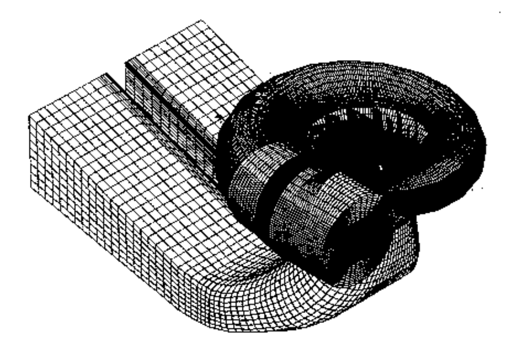


Fig. 1.3 Simulação de fluxo tridimensional através de uma turbina hidráulica do tipo Francis (Fonte: Sulzer Technical Review).

Neste livro, mais do que o tratamento histórico ou individual dos diferentes tipos de máquinas de fluido, será adotado o método generalizado. Pois, embora seja notório que muitas destas máquinas evoluíram empiricamente e conseguiram desempenho altamente satisfatório com um mínimo de entendimento analítico, não é menos verdade que a análise das operações básicas e um profundo conhecimento dos princípios comuns que regem o seu funcionamento são necessários para uma melhor performance e, certamente, teriam economizado uma grande quantidade de tempo, esforço e recursos financeiros se estivessem presentes desde o início.

Com este objetivo, neste capítulo será caracterizada a máquina objeto de estudo; os seus principais tipos, com os respectivos campos de aplicação; os fundamentos científicos básicos para a sua construção e entendimento do seu funcionamento. Isto porque, embora toda a sofisticação dos métodos computacionais hoje disponíveis, estes conceitos básicos têm-se mantido válidos ao longo do tempo e permitem uma abordagem didática e simplificada dos diferentes tipos de máquinas de fluido.

1.1 Definição de máquina de fluido

Máquina de fluido (*fluid machinery*) é o equipamento que promove a troca de energia entre um sistema mecânico e um fluido, transformando energia mecânica em energia de fluido ou energia de fluido em energia mecânica. No primeiro caso, em que há o aumento do nível energético de um fluido a partir do fornecimento de energia mecânica, por analogia com o gerador elétrico, apenas substituindo energia elétri-

ca por energia de fluido, costuma-se designar a máquina de **máquina de fluido geradora**. No segundo caso, em que energia mecânica é produzida a partir da redução do nível energético de um fluido, pela analogia com o motor elétrico, a máquina é usualmente chamada de **máquina de fluido motora**.

1.2 Tipos principais

As máquinas de fluido são normalmente subdivididas em dois tipos principais: as **máquinas de deslocamento positivo** (*positive displacement machines*) e as **máquinas de fluxo** (*turbomachines*).

No primeiro tipo, também chamado de estático, uma quantidade fixa de fluido de trabalho é confinado durante sua passagem através da máquina e submetido a trocas de pressão em razão da variação no volume do recipiente em que se encontra contido, isto é, o fluido é obrigado a mudar o seu estado energético pelo deslocamento de uma fronteira em movimento.

Nas máquinas de fluxo, às vezes denominadas de máquinas dinâmicas, o fluido não se encontra em momento algum confinado e sim num fluxo contínuo através da máquina, submetido a trocas de energia devido a efeitos dinâmicos.

Desconsiderando-se a troca de calor com o meio ambiente e possíveis folgas entre as partes fixas e móveis, quando uma máquina de deslocamento positivo pára de funcionar, o fluido de trabalho no seu interior permanecerá, indefinidamente, no estado em que se encontrava no momento em que o movimento cessou e este poderá ser completamente diferente das condições do ambiente externo. Na mesma situação, o fluido de trabalho de uma máquina de fluxo assumirá, imediatamente, as condições ambientais, quando ela deixar de operar.

As **máquinas rotativas** (*rotary machines*), como a bomba de engrenagens, e as **máquinas alternativas** (*reciprocating machines*), como o compressor de pistão, são exemplos típicos de máquinas de deslocamento positivo, enquanto as turbinas hidráulicas e os ventiladores centrífugos podem ser citados como exemplos de máquinas de fluxo.

1.3 Campo de aplicação

O **campo de aplicação** (*application range*) dos diferentes tipos de máquinas de fluido é tão amplo e sujeito a regiões de superposição, que, muitas vezes, torna-se difícil definir qual a melhor máquina para de-

terminada aplicação, por exemplo, no caso de **bombas** (*pumps*) e **compressores** (*compressors*), deve-se definir se a melhor solução é o emprego de uma máquina de deslocamento positivo ou de uma máquina de fluxo. Ou, mesmo para um tipo de máquina de fluxo, por exemplo, as turbinas hidráulicas, deve-se definir qual delas atende melhor às características de um determinado aproveitamento hidrelétrico. No entanto, existem situações em que a supremacia de um tipo de máquina sobre o outro é tão evidente que a seleção pode ser feita já nas etapas iniciais de um projeto.

Tomando-se para análise o caso dos compressores, normalmente caracterizados pela vazão de gás aspirado e pela pressão na descarga, pode-se constatar (Fig. 1.4) o domínio absoluto dos compressores centrífugos e axiais (máquinas de fluxo) para regiões de grandes vazões, principalmente em situações, como nos motores de avião, em que a relação requerida entre a potência de propulsão e o peso da máquina seja a maior possível e que apresente um formato favorável do ponto de vista aerodinâmico. Entretanto, na gama das pequenas e médias vazões e elevadas relações de pressão entre descarga e admissão, os compressores alternativos de êmbolo ou pistão mantêm o seu predomínio, com avanços tecnológicos significativos e um consumo energético favorável. No entanto, eles têm cedido espaço para os compressores de palhetas e de parafuso para as situações de médias vazões e pressões não tão elevadas.

Na Fig. 1.4, procura-se mostrar a distinção entre os termos **ventilador** (*fan*) e **compressor** (*compressor*) para denominar máquinas que trabalham com gás. Num ventilador, a alteração na densidade entre a admissão e a descarga da máquina é tão pequena que o gás pode ser considerado como um fluido incompressível (diferenças de pressão até 10 kPa ou 1000 mmCA), enquanto num compressor, a alteração de densidade é significativa, não podendo ser desconsiderada. Para uma faixa de diferença de pressão entre a descarga e a admissão da máquina da ordem de **10** a **300 kPa** (1000 a 30000 mmCA), também é usual a denominação de **soprador** (*blower*).

Para o caso das máquinas de fluido geradoras que trabalham com líquidos, denominadas de **bombas** (Fig. 1.5), a situação é semelhante a dos compressores, havendo o predomínio das máquinas de fluxo (bombas centrífugas, bombas de fluxo misto e bombas axiais) para a região de médias e grandes vazões, enquanto as bombas alternativas e rotativas (máquinas de deslocamento positivo) dominam a faixa de médias e grandes alturas de elevação e pequenas vazões. Como existem áreas de

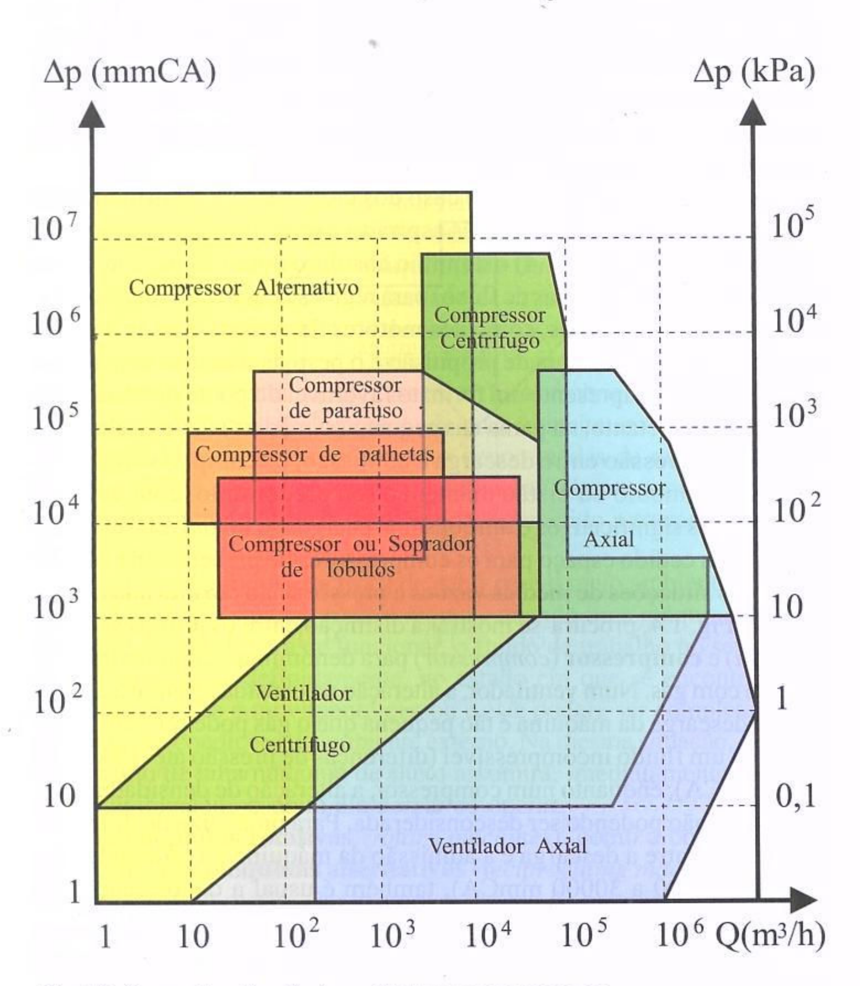


Fig. 1.4 Campo de aplicação de ventiladores e compressores.

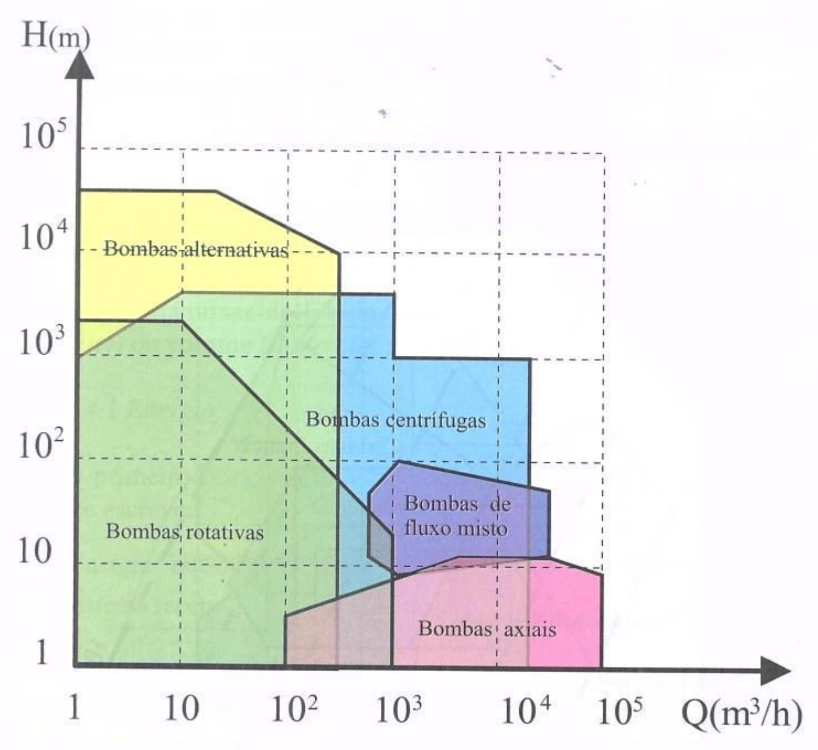


Fig. 1.5 Campo de aplicação de bombas.

superposição entre os campos de aplicação dos diferentes tipos de bombas, outros critérios, como viscosidade do líquido bombeado, presença de sólidos em suspensão, variação ou não da vazão em função da variação da resistência do sistema ao escoamento, facilidade de manutenção, custos, etc., devem ser levados em consideração para a seleção da máquina mais adequada para um determinado tipo de aplicação.

Já a Fig. 1.6, apresenta o campo de aplicação dos principais tipos de **turbinas hidráulicas** (máquinas de fluxo motoras), levando em consideração a altura de queda, a vazão e a potência. Embora fique evidenciado a existência de regiões em que prepondera um determinado tipo de máquina, por exemplo, turbina Kaplan, para grandes vazões e pequenas alturas de queda, e, turbina Pelton, para as maiores alturas de queda, existem faixas de altura de queda e vazão em que mais de um tipo de

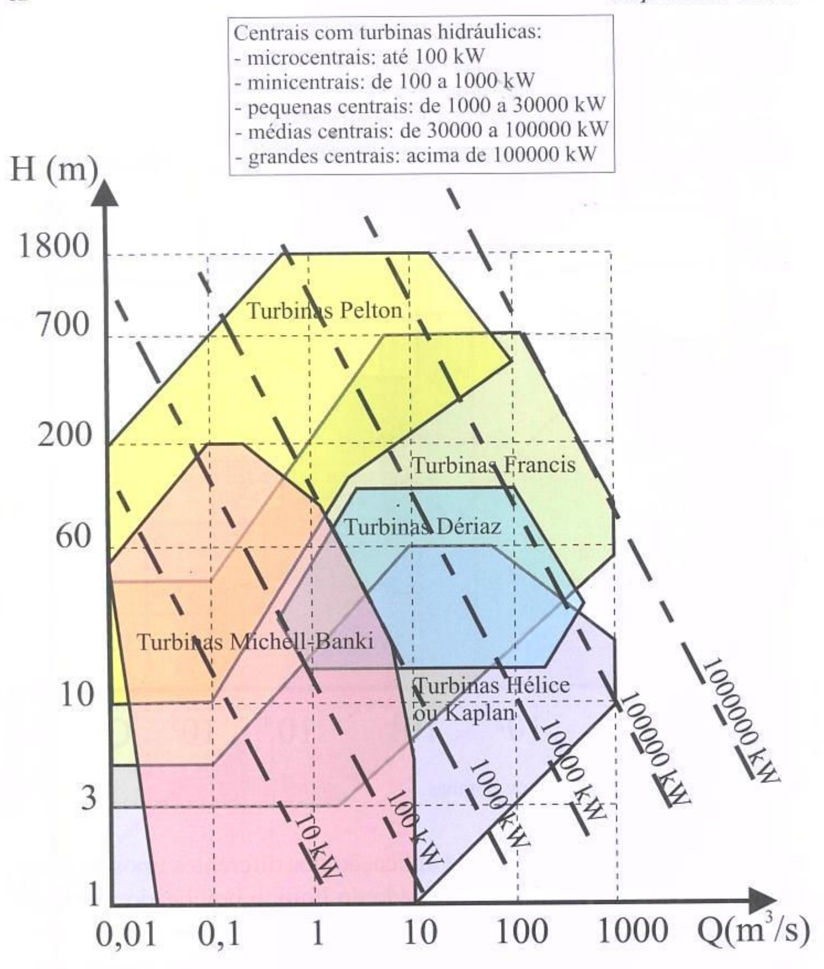


Fig. 1.6 Campo de aplicação de turbinas hidráulicas.

máquina poderia ser utilizado. Neste caso também serão empregados critérios adicionais de seleção, como custo do gerador elétrico, risco de cavitação, custo de construção civil, flexibilidade de operação, facilidade de manutenção, entre outros.

As turbinas Michell-Banki, também denominadas de turbinas Ossberger, praticamente inexistentes nas centrais hidrelétricas acima de

1000 kW (Fig. 1.6), merecem ser citadas pela sua grande utilização em micro e minicentrais, em virtude da facilidade de fabricação, baixo custo e bom rendimento para situações de flutuação de vazão.

1.4 Grandezas fundamentais: energia, vazão e potência

Neste item será apresentada uma breve revisão de conceitos fundamentais da Termodinâmica e da Mecânica dos Fluidos, indispensáveis para a definição de grandezas utilizadas correntemente no estudo das Máquinas de Fluido, tais como **energia** (*energy*), **vazão** (*capacity*) ou **volume** (*flow rate*) e **potência** (*power*).

1.4.1 Energia

O primeiro princípio da termodinâmica, aplicado a um sistema, permite escrever:

$$\begin{bmatrix}\text{Energia que o}\\ \text{sistema recebe}\end{bmatrix} - \begin{bmatrix}\text{Energia que o}\\ \text{sistema entrega}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\text{Variação da energia}\\ \text{total do sistema}\end{bmatrix}$$

Aplicando este enunciado para um volume de controle limitado pelas seções de **admissão** (*inlet*), representada pelo índice "**a**" nas equações, e **descarga** (*discharge* ou *outlet*), representada pelo índice "**d**", de uma máquina de fluido com escoamento em regime permanente (Fig. 1.7) e utilizando grandezas referidas à unidade de massa do fluido de trabalho (grandezas específicas), tem-se:

$$q - Y = u_d - u_a + p_d v_d - p_a v_a + \frac{1}{2}\left(c_d^2 - c_a^2\right) + g\left(z_d - z_a\right) \qquad (1.1)$$

onde, considerando o sistema internacional de unidades:

q = quantidade de calor, por unidade de massa, recebida pela máquina de fluido, em J/kg;
Y = trabalho específico realizado pela máquina, em J/kg;
u = energia interna do fluido, em J/kg;
p = pressão estática do fluido, em N/m^2;
v = volume específico do fluido, em m^3/kg;
c = velocidade absoluta da corrente fluida, em m/s;

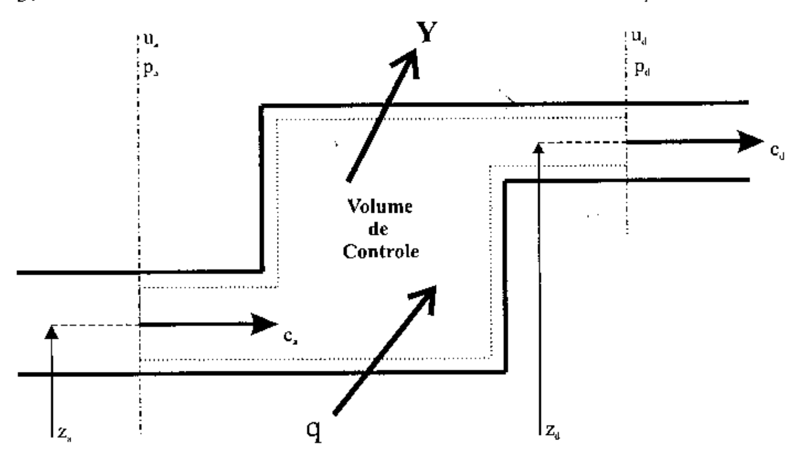


Fig. 1.7 Volume de controle de uma máquina de fluido.

g = aceleração da gravidade, em m/s²;
z = cota de referência de um ponto do escoamento, em m.

Pela definição de entalpia: $h = u + p\,v$

onde:
h = entalpia do fluido, em J/kg.

Levando esta expressão na equação (1.1), obtém-se:

$$q - Y = h_d - h_a + \tfrac{1}{2}\left(c_d^2 - c_a^2\right) + g\left(z_d - z_a\right) \tag{1.2}$$

Aplicando esta equação ao caso das **bombas hidráulicas** (*hydraulic pumps*) e considerando o bombeamento como uma transformação adiabática sem atrito (isentrópica), uma vez que em termodinâmica considera-se o trabalho recebido pelo sistema como negativo, pode-se calcular a energia consumida pela bomba, por kg de fluido recalcado, da seguinte maneira:

$$Y = h_{ds} - h_a + \tfrac{1}{2}\left(c_d^2 - c_a^2\right) + g\left(z_d - z_a\right), \tag{1.3}$$

onde o índice "**s**" representa o final de uma transformação isentrópica.

Pela definição de entropia, tem-se:

$$dq = T\,ds = dh - v\,dp, \tag{1.4}$$

onde:

T = temperatura absoluta, em K;
s = entropia do fluido, em J/kgK.

Como o bombeamento considerado é adiabático reversível, pelo segundo princípio da termodinâmica, vem:

$s_d = s_a$, ou ainda, $ds = 0$.

Da equação (1.4) conclui-se que $dh = v\,dp$.

Levando esta conclusão à equação (1.3), obtém-se:

$$Y = \int_a^d v\,dp + \tfrac{1}{2}\left(c_d^2 - c_a^2\right) + g\left(z_d - z_a\right)$$

Sabendo que $v = 1/\rho$, onde "ρ" é a massa específica do fluido, chega-se a:

$$Y = \frac{p_d - p_a}{\rho} + \tfrac{1}{2}(c_d^2 - c_a^2) + g\left(z_d - z_a\right) \tag{1.5}$$

Para **turbinas hidráulicas** (*hydraulic turbines*), como o trabalho é fornecido pelo sistema, ou seja, positivo, a equação (1.5) resulta em:

$$Y = \frac{p_a - p_d}{\rho} + \tfrac{1}{2}\left(c_a^2 - c_d^2\right) + g\left(z_a - z_d\right) \tag{1.6}$$

Voltando à expressão (1.2):

$$q - Y = h_d - h_a + \tfrac{1}{2}\left(c_d^2 - c_a^2\right) + g\left(z_d - z_a\right)$$

e aplicando-a ao caso de um compressor que realize uma compressão adiabática reversível (isentrópica), considerando desprezível a variação de energia potencial e de energia cinética, em comparação com a variação de entalpia, obtém-se:

$$Y = h_{ds} - h_a \tag{1.7}$$

Considerando como fluido de trabalho um gás perfeito:

$$dh = C_p \, dT, \tag{1.8}$$

onde:
C_p = calor específico do gás, a pressão constante, em J/kgK.

Levando a equação (1.8) à (1.7), obtém-se:

$$Y = C_p \left(T_{ds} - T_a \right) = C_p \ T_a \left(\frac{T_{ds}}{T_a} - 1 \right) \tag{1.9}$$

Do primeiro princípio da termodinâmica, para transformação reversível, com trabalho somente do tipo **"p dv"**, tem-se:

$$dq = du + p \, dv \tag{1.10}$$

Por outro lado, diferenciando a equação da entalpia:

$h = u + pv$, vem: $dh = du + p\,dv + v\,dp \quad \therefore \quad du + p\,dv = dh - v\,dp$

Pela definição de entropia, equação (1.4), e sabendo que a equação dos gases perfeitos é:

$$pv = RT , \tag{1.11}$$

pode-se escrever que:

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{du + p\,dv}{T} = \frac{dh - v\,dp}{T} \quad \therefore \quad ds = \frac{C_p \, dT - v\,dp}{T}$$

Para uma transformação adiabática reversível (isentrópica), onde **ds = 0**, tem-se:

$C_p\,dT - v\,dp = 0,$ ou ainda:

$$dT = \frac{v}{C_p}\,dp \qquad (1.12)$$

Da termodinâmica dos gases, tem-se as seguintes relações:

$$\frac{C_p}{C_v} = k \qquad (1.13)$$

e

$$C_p - C_v = R \qquad (1.14)$$

onde:

C_v = calor específico do gás, a volume constante, em J/kg K;
k = expoente adiabático ou isentrópico, adimensional;
R = constante do gás, em J/kgK.

Dividindo ambos os membros da equação (1.14) por C_p e levando em consideração a equação (1.13), pode-se escrever que:

$$\frac{C_p}{C_p} - \frac{C_v}{C_p} = \frac{R}{C_p} \quad \therefore \quad 1 - \frac{1}{k} = \frac{R}{C_p} \quad \therefore \quad C_p = \frac{k\,R}{k-1}$$

Substituindo este valor na equação (1.12), tem-se:

$$dT = \frac{k-1}{k}\,\frac{v}{R}\,dp = \frac{k-1}{k}\,\frac{T}{p}\,dp \quad \therefore \quad \frac{dT}{T} = \frac{k-1}{k}\,\frac{dp}{p}$$

Integrando esta última expressão entre "**a**" e "$\mathbf{d_s}$" (transformação isentrópica), vem:

$$\int_a^{ds} \frac{dT}{T} = \frac{k-1}{k}\int_a^{ds} \frac{dp}{p} \quad \therefore \quad \ln\frac{T_{ds}}{T_a} = \ln\left(\frac{p_d}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \therefore$$

$$\frac{T_{ds}}{T_a} = \left(\frac{p_d}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{1.15}$$

Da mesma maneira, chega-se a:

$$\frac{v_a}{v_{ds}} = \left(\frac{p_d}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} \tag{1.16}$$

Levando a equação (1.15) na (1.9), fica-se com:

$$Y = C_p \ T_a \left[\left(\frac{p_d}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \quad \therefore$$

$$Y = \frac{k}{k-1} R \ T_a \left[\left(\frac{p_d}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \tag{1.17}$$

Como o comportamento dos gases reais apresenta um certo grau de variação em relação aos gases perfeitos, que cresce com o aumento da densidade do gás e com a proximidade do estado líquido, faz-se necessário a introdução de um fator de correção, denominado "fator de compressibilidade", na equação dos gases perfeitos, dando origem à equação modificada para os gases reais:

$$p \ v = Z \ R \ T, \tag{1.18}$$

onde:
Z = **fator de compressibilidade** (*compressibility factor*), adimensional.

Os valores de **"Z"** são obtidos de diagramas apresentados nos manuais de termodinâmica para cada gás específico ou mistura de gases.

Para uma maior precisão na determinação do comportamento operacional de um compressor, Rodrigues[1] recomenda a seguinte correção para o cálculo do trabalho específico de uma compressão isentrópica:

$$Y = \frac{k}{k-1} R\, T_a \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \left(\frac{Z_a + Z_d}{2} \right) \qquad (1.19)$$

Nesta equação, "$\mathbf{Z_a}$" e "$\mathbf{Z_d}$" são os fatores de compressibilidade medidos, respectivamente, nas condições de admissão e descarga do compressor.

Teoricamente, a compressão poderia ser isotérmica, consumindo menos energia (trabalho). No entanto, isto levaria à necessidade de extrair uma quantidade de calor do sistema igual ao trabalho de compressão mais as perdas que ocorrerem durante o processo. Os compressores ditos isotérmicos, apresentam refrigeração após um ou mais estágios, com a temperatura do gás voltando ao valor inicial somente no final da compressão.

Todos os processos de compressão sem perdas situam-se entre o isotérmico e o isentrópico, segundo a lei da compressão politrópica:

$$p\, v^{n} = \text{constante}, \qquad (1.20)$$

onde:
$n = 1$, para a compressão isotérmica;
$n = k$, para a compressão isentrópica.

Na realidade, quando o calor extraído de um processo de compressão for inferior ao calor gerado pelas perdas, o expoente "**n**" da compressão politrópica será superior ao expoente "**k**" da compressão isentrópica.

Para as **turbinas a gás ou a vapor** (*gas or steam turbines*), que trabalham com fluido compressível, a aplicação do primeiro princípio da termodinâmica conduz à seguinte expressão para o cálculo do trabalho específico produzido num processo de expansão isentrópica:

---

[1] RODRIGUES, P. S. B., *Compressores industriais.*

$$Y = h_a - h_{ds}, \qquad (1.21)$$

onde:

h_a = entalpia do fluido na admissão da máquina;

h_{ds} = entalpia do fluido na descarga da máquina, considerando uma transformação isentrópica.

Na prática, e principalmente para máquinas que trabalham com fluido incompressível, é comum associar a energia recebida (caso das **bombas**) ou fornecida (caso das **turbinas**) pelo fluido, ao passar pela máquina, a uma altura de coluna de fluido, **H** (*head*). Ou seja:

$$H = Y/g$$

onde "g" é a aceleração da gravidade, em m/s^2.

1.4.2 Vazão

Pela equação da continuidade, o **fluxo mássico** (*mass flow rate*)$\dot{m}$, através de qualquer seção, é constante num regime permanente. Ou seja:

$$\dot{m} = \rho_a \; A_a \; c_a = \rho_d \; A_d \; c_d = \text{constante} \qquad (1.22)$$

onde:

$\dot{m}$ = fluxo mássico do fluido, em kg/s;

ρ = massa específica do fluido (density), em kg/m^3;

A = área de passagem da corrente fluida, em m^2;

c = velocidade absoluta média da corrente fluida, perpendicular à área de passagem, em m/s.

Quando se trata de um fluido incompressível, a massa específica pode ser considerada constante e torna-se mais freqüente o uso da vazão volumétrica no dimensionamento da máquina. Entre o fluxo mássico e o fluxo de volume ou vazão, existe a seguinte relação:

$$\dot{m} = \rho \, Q, \qquad (1.23)$$

onde "Q" é a **vazão** (*volume flow rate*), em m^3/s.

1.4.3 Potência

Tomando por base o trabalho específico (energia por unidade de massa), recebido ou fornecido pela máquina, pode-se calcular a **potência recebida** (*input power*) ou **fornecida** (*output power*), pela seguinte expressão:

$$P = \dot{m}\, Y = \rho\, Q\, Y, \tag{1.24}$$

onde, no **Sistema Internacional de Unidades**, o fluxo mássico é expresso em **kg/s**, o trabalho específico em **J/kg**, a massa específica em **kg/m³**, a vazão volumétrica em m³/s e a potência "**P**" em **W**.

No **Sistema Técnico de Unidades**, a expressão para o cálculo da potência converte-se em:

$$P = \frac{\gamma\, Q\, H}{75} \tag{1.25}$$

onde:

P = potência, em CV;

γ = peso específico, em kgf/m³;

Q = vazão, em m³/s;

H = altura de coluna fluida, em m.

No caso de máquinas que trabalham com um gás (o ar, por exemplo), também é comum associar-se o trabalho específico com a diferença de pressão total existente entre a descarga e a admissão da máquina. Ou seja:

$$Y = \frac{\Delta p_t}{\rho}$$

onde:

Δp_t = diferença de pressão total entre a descarga e admissão da máquina, em N/m²;

ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m³.

Desta maneira, a potência, no Sistema Internacional de Unidades, poderá ser calculada por:

$$P = \Delta p_t\, Q \tag{1.26}$$

onde:

P = potência, em W;

Q = vazão, em m^3/s.

E, no Sistema Técnico de Unidades:

$$P = \frac{\Delta p_t \; Q}{75} \qquad (1.27)$$

neste caso, com "Δp_t" em **kgf/m²** ou **mmCA** (milímetros de coluna d'água), "**Q**" em **m³/s**, sendo a potência "**P**" obtida em **CV**.

Caso se queira obter o **torque** (*torque*) ou **momento** (*momentum*) no eixo da máquina de fluido, que é importante para a seleção adequada do motor ou gerador a ser acoplado à ela, pode-se escrever para o Sistema Internacional de Unidades:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{30\,P}{\pi\,n} \qquad (1.28)$$

onde:

M = torque ou momento da máquina, em Nm;

P = potência, em W;

ω = velocidade angular de rotação da máquina, em rad/s;

n = velocidade de rotação da máquina, em rpm, embora a unidade de rotação no S.I. seja o Hz (s^{-1}).

Já, para o Sistema Técnico de Unidades, tem-se:

$$M = 716{,}2\,\frac{P}{n} \qquad (1.29)$$

onde:

M = torque ou momento, em kgf m;

P = potência, em CV;

n = velocidade de rotação, em rpm.

2
Máquinas de Fluxo

Máquina de Fluxo (*turbomachine*) pode ser definida como um transformador de energia (sendo necessariamente o trabalho mecânico uma das formas de energia) no qual o meio operante é um fluido que, em sua passagem pela máquina, interage com um elemento rotativo, não se encontrando, em qualquer instante, confinado.

Todas as máquinas de fluxo funcionam, teoricamente, segundo os mesmos princípios, o que traz a possibilidade de utilização do mesmo método de cálculo. De fato, esta consideração é plenamente válida apenas quando o fluido de trabalho é um fluido ideal, já que, na realidade, propriedades do fluido, tais como volume específico e viscosidade, podem variar diferentemente de fluido para fluido e, assim, influir consideravelmente nas características construtivas dos diferentes tipos de máquinas.

Como exemplos de máquinas de fluxo, citam-se: as **turbinas hidráulicas** (*hydraulic turbines*), os **ventiladores** (*fans*), as **bombas centrífugas** (*centrifugal pumps*), as **turbinas a vapor** (*steam turbines*), os **turbocompressores**, as **turbinas a gás** (*gas turbines*).

Este capítulo, além de apresentar a definição e os elementos construtivos fundamentais de uma máquina de fluxo, fornece alguns critérios de classificação dessas máquinas, objetivando estabelecer uma linguagem comum para a sua abordagem e proporcionar meios de identificação dos seus diferentes tipos.

2.1 Elementos construtivos

Não haverá aqui a preocupação de relacionar, exaustivamente, todas as partes que compõem as máquinas de fluxo, tais como, seu corpo ou carcaça, o eixo, os mancais, os elementos de vedação, o sistema de lubrificação, etc., mas a intenção de caracterizar os elementos construtivos fundamentais, nos quais acontecem os fenômenos fluidodinâmicos

essenciais para o funcionamento da máquina: o **rotor** (*impeller* ou *runner*) e o **sistema diretor** (*stationary guide casing*).

O rotor (Fig. 2.1), onde acontece a transformação de energia mecânica em energia de fluido, ou de energia de fluido em energia mecânica, é o órgão principal de uma máquina de fluxo. É constituído por um certo número de **pás giratórias** (*runner blades*) que dividem o espaço ocupado em canais, por onde circula o fluido de trabalho.

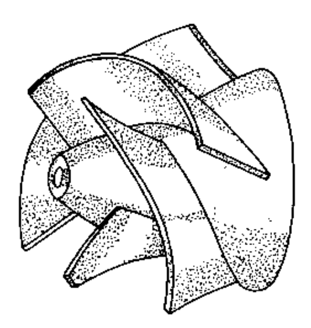


Fig. 2.1 Rotor de bomba semi-axial ou de fluxo misto.

Já o sistema diretor tem como finalidade coletar o fluido e dirigi-lo para um caminho determinado. Esta função de direcionador de fluxo, muitas vezes, é acompanhada por outra de transformador de energia. Assim, por exemplo, numa bomba centrífuga (Fig. 2.2), o sistema diretor de saída é fundamentalmente um **difusor** (*diffuser*) que transforma parte da energia de velocidade do líquido que é expelido pelo rotor em energia

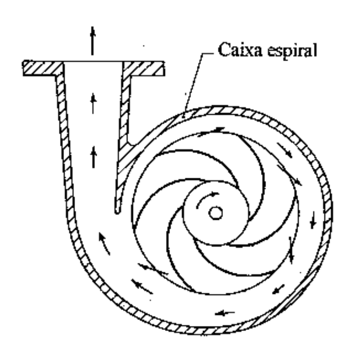


Fig. 2.2 Sistema diretor em forma de caixa espiral de uma bomba centrífuga.

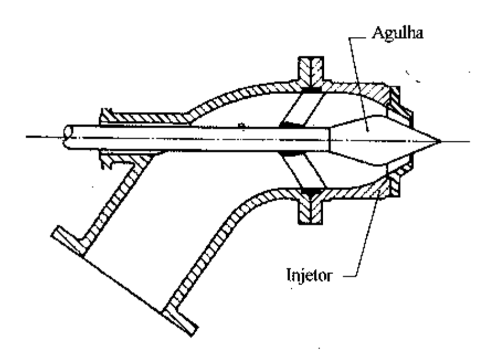


Fig. 2.3 Sistema diretor de turbina hidráulica do tipo Pelton.

de pressão. Enquanto isto, numa turbina hidráulica do tipo Pelton, o sistema diretor (Fig. 2.3) é, em última análise, um **injetor** (*nozzle*) que transforma a energia de pressão do fluido em energia de velocidade que será fornecida ao rotor através de jatos convenientemente orientados.

Em alguns tipos de máquinas o sistema diretor não se faz presente, como nos ventiladores axiais de uso doméstico. A existência do rotor, no entanto, é imprescindível para a caracterização de uma máquina de fluxo.

2.2 Classificação das máquinas de fluxo

Entre os diferentes critérios que podem ser utilizados para classificar as máquinas de fluxo, pode-se citar os seguintes:

– segundo a direção da conversão de energia;
– segundo a forma dos canais entre as pás do rotor;
– segundo a trajetória do fluido no rotor.

2.2.1 Segundo a direção da conversão de energia

Segundo a direção da conversão de energia as máquinas de fluxo classificam-se em motoras e geradoras.

Máquina de fluxo motora é a que transforma energia de fluido em trabalho mecânico, enquanto **máquina de fluxo geradora** é a que recebe trabalho mecânico e o transforma em energia de fluido. No primeiro tipo a energia do fluido diminui na sua passagem pela máquina, no segundo, a energia do fluido aumenta.

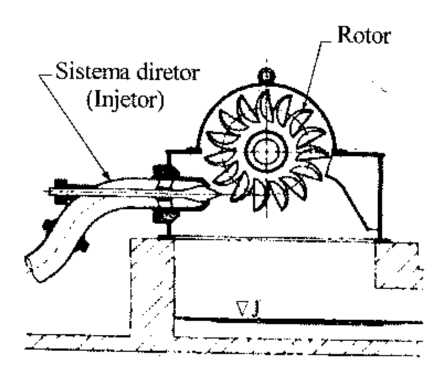


Fig. 2.4 Turbina Pelton (Fonte: WKV).

Como exemplos de máquinas de fluxo motoras, citam-se as turbinas hidráulicas (Fig. 2.4) e as turbinas a vapor (Fig. 2.5). Entre as máquinas de fluxo geradoras encontram-se os ventiladores (Fig. 2.6) e as bombas centrífugas (Fig. 2.7).

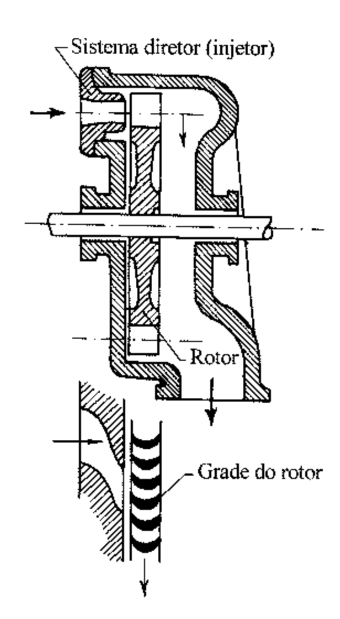


Fig. 2.5 Turbina a vapor do tipo Curtis.

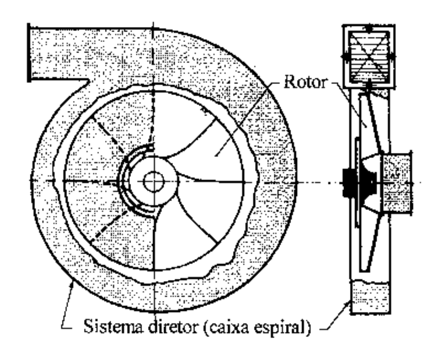


Fig. 2.6 Ventilador centrífugo (Fonte: OTAM).

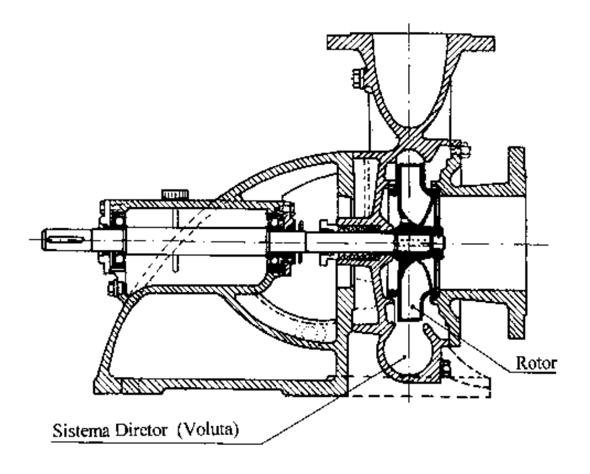


Fig. 2.7 Bomba centrífuga (Fonte:KSB).

Algumas máquinas podem funcionar tanto como motores quanto geradores de fluxo, como é o caso das **bombas-turbinas reversíveis** (*reversible pump-turbines*) que, dependendo do sentido do fluxo através do rotor, funcionam como bombas, girando num sentido, ou como turbinas, girando em sentido contrário.

Também é comum encontrar uma máquina de fluxo motora (turbina a gás) acionando uma máquina de fluxo geradora (turbocompressor),

montadas num mesmo eixo, como acontece nas turbinas de aviação e nos **turboalimentadores** (*turbochargers*) de motores de combustão interna a pistão (Fig. 2.8).

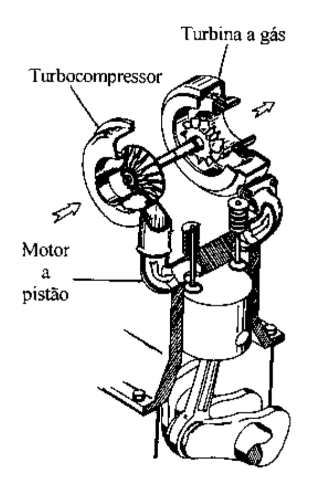


Fig. 2.8 Turboalimentador de motor a pistão (Fonte: Schwitzer).

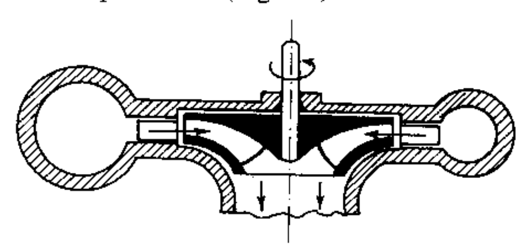
2.2.2 Segundo a forma dos canais entre pás do rotor

Quanto à forma dos canais entre a pás do rotor, as máquinas de fluxo classificam-se em máquinas de ação e em máquinas de reação.

Nas **máquinas de fluxo de ação** (*impulse turbomachines*), os canais do rotor constituem simples desviadores de fluxo, não havendo aumento ou diminuição da pressão do fluido que passa através do rotor.

Nas **máquinas de fluxo de reação** (*reaction turbomachines*), os canais constituídos pelas pás móveis do rotor têm a forma de injetores (nas turbinas) ou a forma de difusores (nas bombas e nos ventiladores), havendo redução, no primeiro caso (turbinas), ou aumento, no segundo caso (bombas e ventiladores), da pressão do fluido que passa através do rotor.

São exemplos de máquinas de fluxo de ação: a turbina hidráulica do tipo Pelton (Fig. 2.4) e a turbina a vapor do tipo Curtis (Fig. 2.5). Como exemplos de máquinas de fluxo de reação podem ser citados: as bombas centrífugas (Fig. 2.7), os ventiladores (Fig. 2.6) e as turbinas hidráulicas do tipo Francis (Fig. 2.9).


Fig. 2.9 Turbina hidráulica do tipo Francis lenta.

2.2.3 Segundo a trajetória do fluido no rotor

Finalmente, segundo a trajetória do fluido no rotor, as máquinas de fluxo classificam-se em: radiais, axiais, diagonais ou de fluxo misto (ou ainda, semi-axial) e tangenciais.

Nas **máquinas de fluxo radiais** (*radial flow turbomachines*), o escoamento do fluido através do rotor percorre uma trajetória predominantemente radial (perpendicular ao eixo do rotor). Como exemplos de máquinas radiais, citam-se as bombas centrífugas (Fig. 2.7), os ventiladores centrífugos (Fig. 2.6) e a turbina Francis lenta (Fig. 2.9).

Já, nas **máquinas de fluxo axiais** (*axial flow turbomachines*), o escoamento através do rotor acontece numa direção paralela ao eixo do rotor ou axial. Como exemplos de máquinas axiais citam-se os ventiladores axiais, as bombas axiais (Fig. 2.10) e as turbinas hidráulicas do tipo Hélice e Kaplan.

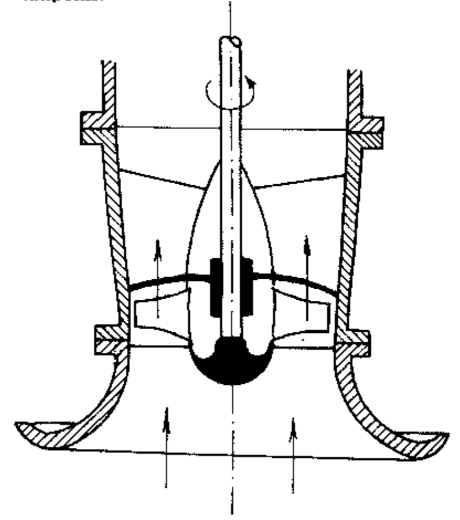


Fig. 2.10 Bomba axial.

Quando o escoamento não é radial nem axial, a máquina é denominada de **fluxo misto** (*mixed flow turbomachine*), **diagonal**, ou, ainda, **semi-axial**, com as partículas de fluido percorrendo o rotor numa

trajetória situada sobre uma superfície aproximadamente cônica. Entre as máquinas diagonais ou de fluxo misto encontram-se as bombas semi-axiais (Fig. 2.11), a turbina Francis rápida e a turbina hidráulica Dériaz.

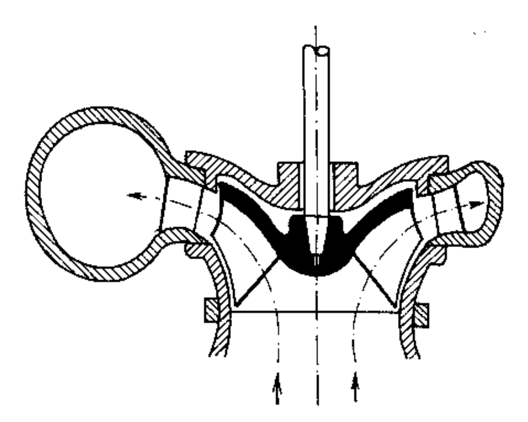


Fig. 2.11 Bomba semi-axial ou de fluxo misto.

Numa **máquina de fluxo tangencial** (*tangencial flow turbo-machine*), o jato líquido proveniente do injetor incide tangencialmente sobre o rotor. A turbina hidráulica do tipo Pelton (Fig. 2.4) é o exemplo citado para máquina de fluxo tangencial.

3
Equação Fundamental das Máquinas de Fluxo

Este capítulo inicia pelo estabelecimento dos chamados triângulos de velocidades, que são uma forma geométrica de expressar a equação vetorial que relaciona o movimento relativo com o movimento absoluto das partículas fluidas que percorrem o rotor de uma máquina de fluxo e ferramenta indispensável para o estudo simplificado do complexo escoamento através deste tipo de máquina.

Logo a seguir, mais do que um rigorismo do tratamento matemático na determinação da equação que rege o funcionamento de todas as máquinas de fluxo, é feito um esforço para demonstrar o significado físico dos termos que a compõem. Mesmo com os modernos recursos da computação eletrônica e os avanços do cálculo numérico das correntes fluidas, as simplificações adotadas no tratamento clássico do assunto justificam-se por permitir ao engenheiro um entendimento que certamente facilitará a vinculação entre a teoria e a prática neste campo de conhecimento.

As conseqüências da presença de um número finito de pás no rotor real da máquina sobre a energia calculada pela equação fundamental são comentadas no final do capítulo, antecipando uma análise mais detalhada que será feita no Capítulo 12. A definição do grau de reação, fornece um instrumento útil para a caracterização dos diferentes tipos de máquinas de fluxo em função da forma como acontecem as trocas de energia em seu interior.

3.1 Triângulo de velocidades

A escolha conveniente do sistema de referência é de grande importância para o estabelecimento de equações em mecânica dos fluidos. Um escoamento que em relação a um determinado sistema de

referência seja variável, pode, se for escolhido um sistema adequado, ser permanente em relação a este, facilitando, desta maneira, o seu estudo.

Isto poderá levar a que o movimento de uma partícula fluida **P** seja referido a um sistema de coordenadas que, por sua vez, também esteja em movimento. Este sistema será, então, considerado como relativo (O', X', Y', Z') e terá, no caso geral, um movimento combinado de translação e rotação com relação a outro considerado fixo e chamado de sistema absoluto (O, X, Y, Z) (Fig. 3.1).

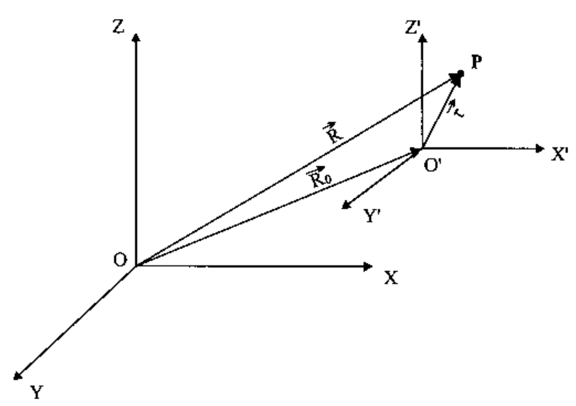


Fig. 3.1 Sistemas de coordenadas absoluto e relativo.

A relação entre os vetores posição nos dois sistemas será:

$$\vec{R} = \vec{R}_0 + \vec{r} \tag{3.1}$$

onde:

$\vec{R}$ = vetor posição da partícula fluida P com relação ao centro O do sistema absoluto;

$\vec{R}_0$ = vetor posição do centro O' do sistema relativo com relação ao centro O do sistema absoluto.

$\vec{r}$ = vetor posição da partícula fluida P com relação ao centro O' do sistema relativo.

Designando-se por $\vec{\mathbf{i}}'$, $\vec{\mathbf{j}}'$, $\vec{\mathbf{k}}'$ os vetores unitários do sistema de coordenadas cartesianas **O', X', Y', Z'**, e por **x', y', z'** as componentes do vetor posição $\vec{r}$ neste sistema relativo, pode-se, então, escrever:

$$\vec{r} = x'\,\vec{i'} + y'\,\vec{j'} + z'\,\vec{k'} \tag{3.2}$$

Derivando a equação (3.1) com relação ao tempo, vem:

$$\vec{c} = \frac{d\vec{R}}{dt} = \frac{d\,\vec{R_0}}{dt} + \frac{d\,\vec{r}}{dt} \tag{3.3}$$

onde:

$$\frac{d\vec{R_0}}{dt} = \vec{c_0} \tag{3.4}$$

e, como tanto as componentes escalares do vetor posição $\vec{\mathbf{r}}$ como os seus vetores unitários (podem girar) variam com o tempo:

$$\frac{d\,\vec{r}}{dt} = \vec{i'}\frac{d\,x'}{dt} + \vec{j'}\frac{d\,y'}{dt} + \vec{k'}\frac{d\,z'}{dt} + x'\frac{d\,\vec{i'}}{dt} + y'\frac{d\,\vec{j'}}{dt} + z'\frac{d\,\vec{k'}}{dt} \tag{3.5}$$

Sabe-se, ainda, que qualquer vetor fixado a um corpo que gira a uma velocidade angular $\vec{\omega}$ tem uma derivada, com relação ao tempo, igual ao produto vetorial (representado pelo símbolo **x**) de $\vec{\omega}$ com o vetor considerado. Logo:

$$\frac{d\,\vec{i'}}{dt} = \vec{\omega} \times \vec{i'}\,; \quad \frac{d\,\vec{j'}}{dt} = \vec{\omega} \times \vec{j'}\,; \quad \frac{d\,\vec{k'}}{dt} = \vec{\omega} \times \vec{k'} \tag{3.6}$$

Designando-se por **w** a velocidade relativa da partícula fluida:

$$\vec{w} = \frac{d\,x'}{dt}\vec{i'} + \frac{d\,y'}{dt}\vec{j'} + \frac{d\,z'}{dt}\vec{k'} \tag{3.7}$$

Levando as relações (3.4), (3.5), (3.6) e (3.7) na equação (3.3), chega-se a:

$$\vec{c} = \vec{c_0} + \vec{w} + \vec{\omega} \times \vec{r} \tag{3.8}$$

O produto vetorial $\vec{\omega} \times \vec{r}$ dá origem a um terceiro vetor, perpendicular ao plano formado por $\vec{\omega}$ e $\vec{r}$, que será representado por $\vec{u}$ Como nas máquinas de fluxo em geral (exceto nas hélices de embarcações e aeronaves), $\vec{c}_0 = 0$ chega-se à equação que rege a construção do chamado **triângulo de velocidades** (*velocity triangle*):

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \tag{3.9}$$

Antes de aplicar esta equação às máquinas de fluxo, é interessante, para um melhor entendimento do que seja movimento absoluto e movimento relativo, fazer uma analogia com o movimento das partículas de água da chuva, com relação a um referencial fixo e com relação a um referencial em movimento.

Imaginando uma situação de chuva torrencial, representa-se por $\vec{c}$ a velocidade das partículas de chuva com relação a um observador fixo (sistema absoluto) e por $\vec{u}$, a velocidade de deslocamento de um automóvel onde se encontra o observador em movimento (sistema relativo) (Fig. 3.2). Na visão deste observador, as partículas de chuva incidirão sobre o automóvel com uma velocidade de módulo e direção

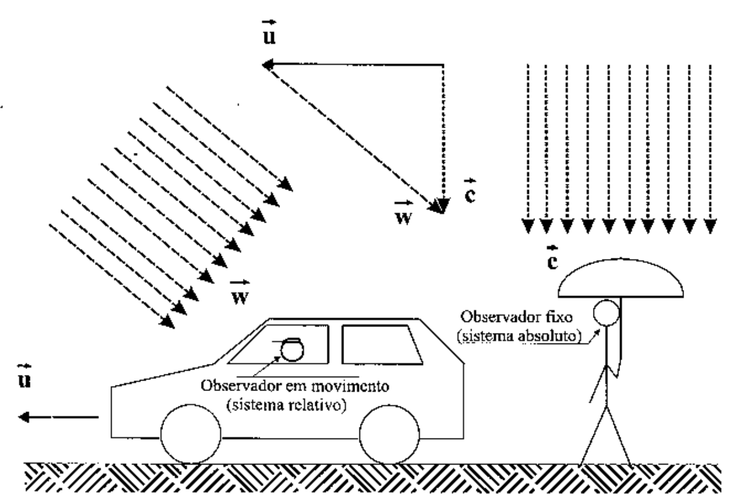


Fig. 3.2 Triângulo de velocidades (analogia com o movimento das partículas de água da chuva).

representados pelo vetor $\vec{\mathbf{w}}$ (velocidade relativa), obtido pela aplicação da equação (3.9), enquanto para o observador fixo, situado fora do carro, as partículas possuirão uma velocidade com direção e intensidade definidas pelo vetor $\vec{\mathbf{c}}$ (velocidade absoluta). Dependendo da velocidade do automóvel, ou seja, do módulo do vetor $\vec{\mathbf{u}}$, a chuva sequer molhará a sua janela traseira.

Para a aplicação do triângulo de velocidades às máquinas de fluxo, considera-se a corrente fluida que circula através do rotor de um ventilador centrífugo, representado, esquematicamente, pelo corte segundo um plano meridiano que passa pelo eixo do rotor e pelo corte segundo um plano perpendicular ao eixo do rotor (Fig. 3.3).

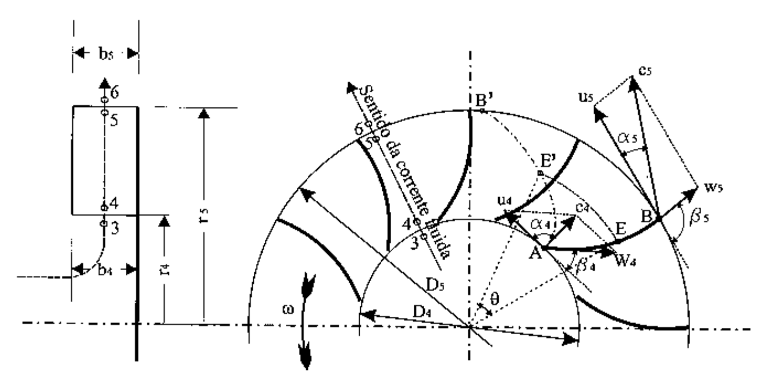


Fig. 3.3 Escoamento através do rotor de um ventilador centrífugo (máquina de fluxo geradora).

Em um ponto qualquer do rotor, denomina-se:

$\vec{\mathbf{u}}$ = **velocidade tangencial** (*peripherical velocity*) do referido ponto do rotor;

$\vec{\mathbf{c}}$ = **velocidade absoluta da corrente fluida** (*absolute velocity of flow*);

$\vec{\mathbf{w}}$ = **velocidade relativa da corrente fluida** (*relative velocity of flow*);

α = ângulo que formam os sentidos positivos de $\vec{\mathbf{u}}$ e $\vec{\mathbf{c}}$;

β = ângulo que formam o sentido positivo de $\vec{\mathbf{w}}$ com o negativo de $\vec{\mathbf{u}}$.

A estes vetores e suas componentes atribuem-se os seguintes índices:

3 = um ponto na corrente de entrada não perturbada, situado imediatamente antes da **entrada** (*inlet*) do rotor;

4 = um ponto situado imediatamente depois da entrada do rotor, portanto, já no espaço entre as pás giratórias;

5 = um ponto situado imediatamente antes da **saída** (*outlet*) do rotor, portanto, ainda no espaço entre as pás giratórias;

6 = um ponto na corrente de saída não perturbada, situado imediatamente depois da saída do canal móvel.

Esta convenção será válida tanto para máquinas de fluxo geradoras, como é o caso do ventilador centrífugo utilizado no exemplo, como para máquinas de fluxo motoras, estabelecendo uma correspondência entre algarismos e pontos da máquina no sentido da corrente fluida (Fig. 3.4).

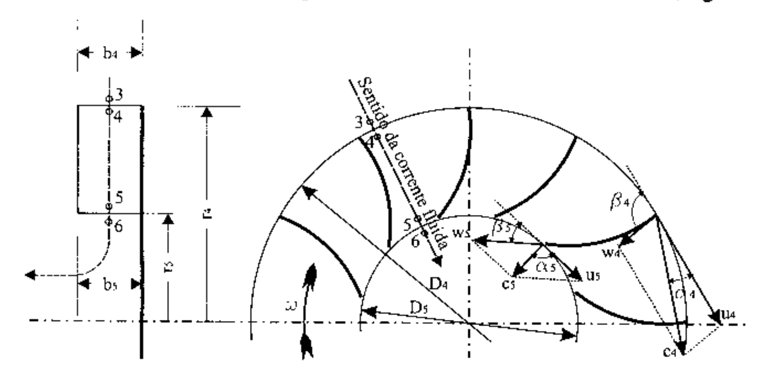


Fig. 3.4 Escoamento através do rotor de uma máquina de fluxo motora.

Considerando-se o rotor radial do ventilador da Fig. 3.3 como constituído de um número infinito de pás, o que implica na suposição de pás com espessura infinitesimal separadas por canais também infinitesimais, pode-se concluir que o fluxo através dele será unidimensional e que a corrente fluida será tangente às pás do rotor, em todos os seus pontos.

Ou seja, as pás serão construídas de tal forma que não haja, na sua parte inicial, qualquer choque do fluido por mudança brusca de direção, com o conseqüente descolamento da veia fluida e a formação de vórtices dissipadores de energia. Para que esta condição de ausência de choque aconteça, é necessário que a composição da velocidade absoluta da

corrente fluida $\vec{c}_4$, com a velocidade tangencial do rotor, $\vec{u}_4$, para um ponto na entrada do rotor, satisfaça a equação (3.9) e dê uma direção para a velocidade relativa, $\vec{w}_4$, que seja justamente a da parte inicial da pá. O vetor $\vec{w}_4$ formará o ângulo β_4 com o sentido negativo da velocidade tangencial $\vec{u}_4$ que será o próprio ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor do ventilador.

O ângulo de inclinação das pás na saída do rotor será β_5 e coincidirá com o ângulo que o sentido positivo de $\vec{w}_5$ formará com o sentido negativo de $\vec{u}_5$.

A trajetória relativa do fluido, vista por um observador que se movimenta solidário ao rotor, acompanhará, pois, a curvatura **AEB** da pá. Já, a trajetória das partículas do fluido para um observador fixo à carcaça da máquina (sistema absoluto), ou seja, a trajetória absoluta **AE'B'**, começa com direção da velocidade absoluta $\vec{c}_4$, sob um ângulo α_4, e termina na periferia do rotor com a direção da velocidade absoluta $\vec{c}_5$ sob um ângulo α_5. Isto porque enquanto uma partícula de fluido desloca-se até o ponto **E** sobre a pá do rotor, no mesmo tempo, este ponto ocupará a posição **E'** com relação ao referencial fixo (carcaça da máquina). Ou seja, **EE'** será a trajetória do ponto **E** do rotor no mesmo tempo **t** empregado pela partícula de fluido para ir de **A** até **E**, de forma que o ângulo central θ, correspondente ao arco **EE'**, seja igual a ω**t**, para uma velocidade angular do rotor constante e igual a ω.

Caso exista um sistema diretor colocado após o rotor, as pás deste sistema deverão possuir um ângulo de inclinação na entrada coincidente a α_5, para que possam captar, sem nenhum choque por mudança brusca de direção, as partículas de fluido que deixam o rotor.

Da mesma maneira, a inclinação das pás de um sistema diretor instalado antes do rotor de uma máquina de fluxo motora (turbina hidráulica do tipo Francis, por exemplo) estabelecerá a direção com que a velocidade absoluta, $\vec{c}_4$, entrará no rotor (Fig. 3.4).

A Fig. 3.5 representa um triângulo de velocidades genérico que traduz a equação (3.9), destacando duas componentes do vetor velocidade absoluta, $\vec{c}$, da corrente fluida, a componente na direção da velocidade

tangencial, $\vec{c}_u$, e a componente medida num plano meridiano, perpendicularmente à direção da velocidade tangencial, $\vec{c}_m$.

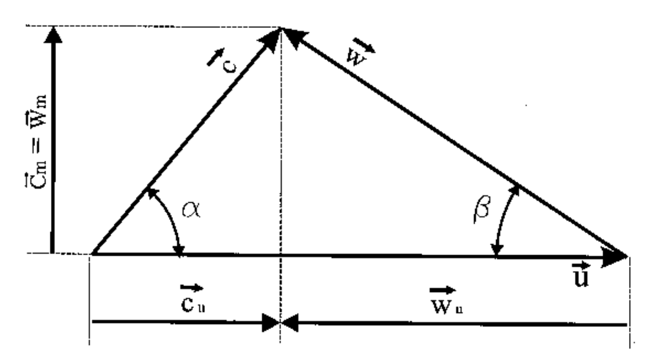


Fig. 3.5 Triângulo de velocidades genérico.

Enquanto a **componente tangencial** (*tangencial* ou *whirl component*), de módulo c_u, está, como se verá a seguir, intimamente ligada à energia específica intercambiada entre o rotor e o fluido, a **componente meridiana** (*meridional component*), de módulo c_m, está vinculada à vazão da máquina, por meio da equação da continuidade:

$$Q_r = A\, c_m \tag{3.10}$$

onde:
Q_r = vazão de fluido que passa pelo rotor, em m^3/s;
A = área de passagem do fluido, em m^2;
c_m = velocidade meridiana, em m/s.

Pela condição de obtenção da equação da continuidade, a componente meridiana $\vec{c}_m$ da velocidade absoluta deve ser sempre perpendicular à área A.

Para as **máquinas radiais**, a componente meridiana possui a direção radial, enquanto a área de passagem, desprezando a espessura das pás, corresponde à superfície lateral de um cilindro (Fig. 3.6), ou seja:

$$A = \pi D b \tag{3.11}$$

onde:

A = área da seção de passagem, em m²;
D = **diâmetro** (*diameter*) da seção considerada, em m;
b = **largura do rotor** (*impeller width* ou *impeller breadth*) na seção considerada, em m.

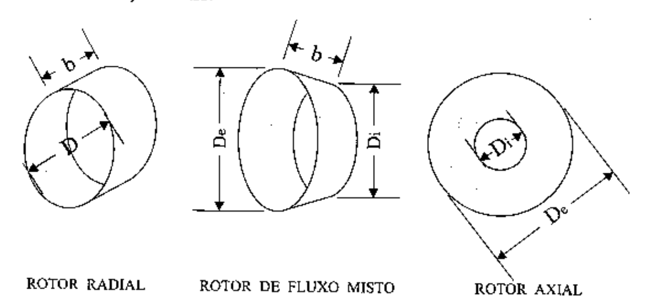


Fig. 3.6 Área de passagem da corrente fluida através dos diversos tipos de rotores.

Para as **máquinas axiais**, a componente meridiana tem a direção do eixo do rotor e a área de passagem é a superfície de uma coroa circular (Fig. 3.6), calculada por:

$$A = \frac{\pi}{4}\left(D_e^2 - D_i^2\right) \qquad (3.12)$$

onde:
D_e = **diâmetro exterior** (*tip diameter*) do rotor, em m;
D_i = diâmetro interior ou **diâmetro do cubo** (*hub diameter*) do rotor, em m.

Já, nas **máquinas diagonais** ou de **fluxo misto**, a componente meridiana encontra-se numa direção intermediária entre a radial e a axial e a área de passagem corresponde à superfície lateral de um tronco de cone (Fig. 3.6), que pode ser expressa por:

$$A = \pi\left(\frac{D_e + D_i}{2}\right) b \qquad (3.13)$$

onde:

D_e = diâmetro da base maior do tronco de cone, em m;
D_i = diâmetro da base menor do tronco de cone, em m;
b = comprimento da geratriz do tronco de cone, em m.

3.2 Equação fundamental para número infinito de pás

Para a determinação da **equação fundamental das máquinas de fluxo,** será considerada a máquina geradora radial representada esquematicamente na Fig. 3.7, cujo rotor possui um número infinito de pás, no qual o escoamento mantém-se em regime permanente e as transformações acontecem sem perdas energéticas. Ou seja, parte-se da suposição de uma máquina ideal, na qual o escoamento é unidimensional, congruente com as pás, sem atrito e com fluxo de massa constante.

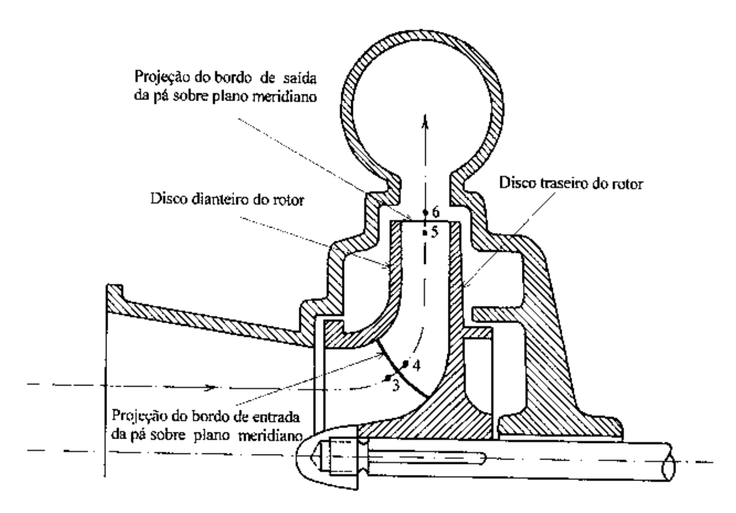


Fig. 3.7 Máquina de fluxo radial geradora (corte longitudinal).

A energia que o fluido recebe ao interagir com as pás do rotor pode ser traduzida num aumento da sua energia de pressão, da sua energia de velocidade ou da sua energia de posição (potencial). A transformação pode acontecer sob todas as formas de energia citadas ou apenas sob uma delas, sendo que a variação da energia potencial pode ser desprezada.

O aumento da energia de pressão será explicado como decorrente de duas transformações separadas, mas que, na realidade, acontecem ao mesmo tempo e de forma inseparável. Esta simplificação, embora grosseira, auxilia o entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem no interior da máquina. A energia de pressão estática que o fluido recebe ao passar pelo rotor pode, então, ser expressa como a soma de dois termos:

$$Y_{est} = \frac{p_5 - p_4}{\rho} = \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_4^2 - w_5^2}{2} \qquad (3.14)$$

onde:

Y_{est} = energia de pressão estática, em J/kg;
p_5 = pressão na saída do rotor, em N/m^2;
p_4 = pressão na entrada do rotor, em N/m^2;
ρ = massa específica do fluido em escoamento, em kg/m^3;
u_5 = velocidade tangencial de um ponto situado na saída do rotor, em m/s;
u_4 = velocidade tangencial de um ponto situado na entrada do rotor, em m/s;
w_4 = velocidade relativa de uma partícula fluida na entrada do rotor, em m/s;
w_5 = velocidade relativa de uma partícula fluida na saída do rotor, em m/s.

O primeiro termo traduz o aumento de pressão decorrente da ação da força centrífuga sobre as partículas fluidas, provocado pela diferença das velocidades tangenciais de entrada e saída (exceto para rotores axiais ou tangenciais, onde $\mathbf{u_4 = u_5}$) como conseqüência do movimento de rotação do rotor. Este mesmo efeito gera uma depressão na boca de entrada do rotor, fazendo com que o fluido tenha acesso a ela, deslocando-se através da canalização de admissão da bomba, impulsionado pela pressão maior existente no reservatório de sucção.

O segundo termo deve-se à transformação de energia de velocidade em energia de pressão, decorrente da diminuição da velocidade relativa de $\mathbf{w_4}$ para $\mathbf{w_5}$ no interior de canais em forma de difusores constituídos pelas pás do rotor.

Paralelamente ao aumento de energia de pressão estática, produz-se uma transformação de energia sob forma de velocidade, ou energia

específica de pressão dinâmica, em razão da diferença das velocidades absolutas entre a saída e a entrada do rotor. Ou seja:

$$Y_{din} = \frac{c_5^2 - c_4^2}{2} \quad (3.15)$$

onde:

Y_{din} = energia específica de pressão dinâmica ou de velocidade, em J/kg;
c_5 = velocidade absoluta de uma partícula fluida na saída do rotor, em m/s;
c_4 = velocidade absoluta de uma partícula fluida na entrada do rotor, em m/s.

A energia total entregue ao fluido ao passar pelo rotor da máquina de fluxo corresponderá, então, à soma dos termos contidos nas equações (3.14 e 3.15):

$$Y_{pá\infty} = Y_{est} + Y_{din} = \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_4^2 - w_5^2}{2} + \frac{c_5^2 - c_4^2}{2} \quad (3.16)$$

onde :

$Y_{pá\infty}$ = energia ou trabalho específico intercambiado nas pás do rotor suposto com número infinito de pás.

A equação (3.16) é uma das formas de representação da equação fundamental para as máquinas de fluxo geradoras.

Seguindo raciocínio análogo, chega-se à equação fundamental para as máquinas de fluxo motoras. Ou seja, a energia que o fluido fornece às pás do rotor será:

$$Y_{pá\infty} = \frac{u_4^2 - u_5^2}{2} + \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} + \frac{c_4^2 - c_5^2}{2} \quad (3.17)$$

onde, neste caso:

$$Y_{est} = \frac{p_4 - p_5}{\rho} = \frac{u_4^2 - u_5^2}{2} + \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} \quad (3.18)$$

e

$$Y_{din} = \frac{c_4^2 - c_5^2}{2} \quad (3.19)$$

Considerando agora os triângulos de velocidade na entrada e na saída do rotor e as relações trigonométricas existentes entre suas componentes (Fig. 3.5), tem-se que:

$$w_4^2 = c_4^2 - 2\, u_4\, c_{u4} + u_4^2$$

e

$$w_5^2 = c_5^2 - 2\, u_5\, c_{u5} + u_5^2$$

Levando estes valores à equação (3.16) e fazendo as simplificações necessárias, chega-se a:

$$Y_{pá\infty} = u_5\, c_{u5} - u_4\, c_{u4} \qquad (3.20)$$

onde:

$Y_{pá\infty}$ = salto energético ou trabalho específico fornecido pelas pás do rotor ao fluido, em J/kg;
u_4 = velocidade tangencial de um ponto na entrada do rotor, em m/s;
u_5 = velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor, em m/s;
c_{u4} = componente tangencial da velocidade absoluta para a entrada do rotor, em m/s;
c_{u5} = componente tangencial da velocidade absoluta para a saída do rotor, em m/s.

A equação (3.20) é a forma mais empregada da **equação fundamental para as máquinas de fluxo geradoras** (*fundamental equation of turbomachines*). Esta equação também é chamada de **equação de Euler** (*Euler equation*) para máquinas de fluxo geradoras, em homenagem ao cientista suíço Leonhard Euler que a formulou no século XVIII. Para se chegar a esta mesma equação, de uma forma mais adequada ao desenvolvimento de Euler, utiliza-se o tratamento vetorial, como será visto adiante. Para tanto, será considerado o volume de controle varrido pelo deslocamento de uma pá do rotor durante uma rotação completa, ou seja, o volume de controle delimitado pela superfície lateral gerada pelo bordo de entrada da pá, pela superfície gerada pelo bordo de saída da pá, pelo disco dianteiro e pelo disco traseiro do rotor (Fig. 3.7). A equação do momento da quantidade de movimento, desenvolvida na Mecânica dos Fluidos, pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\vec{M} = \int_A \left(\vec{r} \times \vec{c}\right)\left(\rho\,\vec{c}\,.\,d\vec{A}\right) + \frac{\partial}{\partial t}\int_V \left(\vec{r} \times \vec{c}\right)\left(\rho\,dv\right) \tag{3.21}$$

onde:

$\vec{M}$ = momento da quantidade de movimento do sistema considerado, com relação a um ponto de referência fixo;
$\vec{r}$ = vetor posição de uma partícula de fluido;
$\vec{c}$ = velocidade de uma partícula de fluido com relação ao referencial fixo;
$d\vec{A}$ = vetor representativo de um elemento de área da superfície de controle considerada;
ρ = massa específica do fluido;
dv = volume elementar de fluido.

Nesta equação, o símbolo "**x**" representa o produto vetorial, e o símbolo "**.**", o produto escalar de dois vetores.

Na aplicação em máquinas de fluxo interessa calcular o momento da quantidade de movimento da equação (3.21) com relação ao eixo do rotor. Como as tensões tangenciais são ignoradas nos limites da superfície de controle (fluido ideal) e as pressões que atuam sobre a mesma não contribuem para a produção de um momento com relação ao eixo, pode-se, então, escrever:

$$M_{pá\infty} = \int_A r\,c_u\left(\rho\,\vec{c}\,.\,d\vec{A}\right) + \frac{\partial}{\partial t}\int_V r\,c_u\,\rho\,dv$$

onde:

$M_{pá\infty}$ = momento ou torque exercido pelo rotor, suposto com número infinito de pás, sobre o fluido, com relação ao eixo de rotação;
r = distância radial do eixo até a partícula de fluido considerada;
c_u = componente tangencial da velocidade da partícula de fluido.

Para regime permanente:

$$M_{pá\infty} = \int_A r\,c_u\left(\rho\,\vec{c}\,.\,d\vec{A}\right) \tag{3.22}$$

Como só existe fluxo através das superfícies de entrada, $\mathbf{A_4}$, e de saída, $\mathbf{A_5}$, aplicando a equação (3.22) à superfície que delimita o volume de controle considerado, tem-se:

$$M_{pá\infty} = \int_{A4} r_4\, c_{u4} \left[\rho\, c_4\, dA_4 \cos(90+\alpha_4)\right] + \int_{A5} r_5\, c_{u5} \left[\rho\, c_5\, dA_5 \cos(90-\alpha_5)\right]$$

Pelo triângulo de velocidades, sabe-se que:

$$c_4 \cos(90 + \alpha_4) = c_4\,(-\,\text{sen}\,\alpha_4) = -\,c_{m4}$$

e que

$$c_5 \cos(90 - \alpha_5) = c_5\ \text{sen}\,\alpha_5 = c_{m5}$$

Levando estes valores na equação anterior e considerando os produtos $r_4\, c_{u4}$ e $r_5\, c_{u5}$ constantes ao longo das superfícies de entrada e saída (fluxo unidimensional), respectivamente, diz-se que:

$$M_{pá\infty} = -r_4\, c_{u4}\, \rho \int_{A4} c_{m4}\, dA_4 + r_5\, c_{u5}\, \rho \int_{A5} c_{m5}\, dA_5$$

Pela equação da continuidade, as integrais representam a vazão, $\mathbf{Q_r}$, que passa através das seções $\mathbf{A_4}$ e $\mathbf{A_5}$ do rotor. Logo, pode-se escrever:

$$M_{pá\infty} = \rho\, Q_r\, (r_5\, c_{u5} - r_4\, c_{u4}) \qquad (3.23)$$

De acordo com a equação (1.28), a potência necessária para acionar o rotor ideal considerado será:

$$P_{pá\infty} = \omega\, M_{pá\infty} = \rho\, Q_r\, \omega\left(r_5\, c_{u5} - r_4\, c_{u4}\right) \qquad (3.24)$$

onde:

$P_{pá\infty}$ = potência fornecida pelo rotor suposto com número infinito de pás, em W;
ω = velocidade angular de rotação do rotor;
ρ = massa específica do fluido, em kg/m³;
Q_r = vazão que passa através do rotor, em m³/s;
r_5 = raio de saída do rotor, em m;

r_4 = raio de entrada do rotor, em m;
c_{u5} = componente tangencial da velocidade absoluta de saída, em m/s;
c_{u4} = componente tangencial da velocidade absoluta de entrada, em m/s.

Esta potência $\mathbf{P_{pá\infty}}$ será a responsável pelo acréscimo de energia $\mathbf{Y_{pá\infty}}$ que idealmente o fluido sofreria ao interagir com um rotor de número infinito de pás. Ou seja, pela equação (1.24), pode-se escrever:

$$P_{pá\infty} = \rho\, Q_r\, Y_{pá\infty} \tag{3.25}$$

Comparando-se as equações (3.24) e (3.25), conclui-se que:

$$Y_{pá\infty} = \omega\left(r_5\, c_{u5} - r_4\, c_{u4}\right) \tag{3.26}$$

Ou, ainda, como $\mathbf{u_5 = \omega\, r_5}$ e $\mathbf{u_4} = \omega\, \mathbf{r_4}$, chega-se novamente à equação (3.20):

$$Y_{pá\infty} = u_5\, c_{u5} - u_4\, c_{u4}$$

Aplicando raciocínio análogo ao escoamento de um fluido através do rotor de uma turbina, chega-se à **equação fundamental para as máquinas de fluxo motoras**:

$$Y_{pás\infty} = u_4\, c_{u4} - u_5\, c_{u5} \tag{3.27}$$

onde:
$Y_{pá\infty}$ = salto energético ou trabalho específico fornecido pelo fluido a um rotor com número infinito de pás, em J/kg.

No caso das turbinas hidráulicas, normalmente procura-se evitar a componente de giro na saída do rotor para reduzir as perdas por atrito no **tubo de sucção** (*draft tube*) da turbina. Isto é obtido quando $\mathbf{c_{u5} = 0}$, correspondendo a um ângulo $\alpha_5 = 90°$. Neste caso, a equação fundamental para máquinas de fluxo motoras reduz-se a:

$$Y_{pá\infty} = u_4\, c_{u4} \tag{3.28}$$

Esta equação constitui um bom ponto de partida para o projeto da máquina. Mas para o fluido real, com a variação das condições de fluxo no sistema diretor e no rotor, resulta, muitas vezes, que o rendimento ótimo não se alcança para $\mathbf{c_{u5} = 0}$, sendo recomendável o uso da equação (3.27) completa.

Para as máquinas de fluxo geradoras desprovidas de pás diretrizes antes do rotor, como as bombas e os ventiladores centrífugos, normalmente o fluido chega ao bordo de ataque das pás do rotor com um ângulo $\boldsymbol{\alpha_4 = 90°}$, fazendo com que $\mathbf{c_{u4} = 0}$ e levando à equação simplificada:

$$Y_{pá\infty} = u_5 \, c_{u5} \tag{3.29}$$

3.3 Fator de deficiência de potência

Até aqui se analisou a situação de uma máquina de fluxo ideal, com número infinito de pás no rotor, onde o escoamento pode ser considerado unidimensional e perfeitamente guiado pelas pás. Numa máquina de fluxo motora real, com um número finito de pás, a corrente fluida segue o contorno das pás sem desprendimentos notáveis e a aplicação da teoria unidimensional conduz a resultados que concordam com os experimentais. Portanto, nenhuma correção se faz necessária e pode-se sempre adotar:

$$Y_{pá\infty} = Y_{pá} \tag{3.30}$$

ou, ainda:

$$P_{pá\infty} = P_{pá}$$

onde:

$Y_{pá}$ = energia ou trabalho específico intercambiados no rotor suposto com número finito de pás, em J/kg;

$P_{pá}$ = potência intercambiada no rotor suposto com número finito de pás, em W.

Isso não acontece com as máquinas de fluxo geradoras, onde a energia que um rotor real, com número finito de pás, entrega ao fluido

é menor que a esperada a partir da consideração de um rotor ideal, com número infinito de pás, fazendo-se necessário a utilização de um fator de correção que leve em conta tal diferença. Este fator, adimensional, denominado de **fator de deficiência de potência** (*slip factor*), representado pelo símbolo μ, será sempre menor ou igual a **1**, aumentando com o aumento do número de pás do rotor, conforme será visto no Capítulo 12.

Para máquinas de fluxo geradoras, tem-se então:

$$Y_{pá} = \mu \, Y_{pá\infty} \qquad (3.31)$$

e

$$P_{pá} = \mu \, P_{pá\infty}$$

É importante salientar que o fator de deficiência de potência não é um rendimento, uma vez que não leva em consideração perdas energéticas, mas a impossibilidade de se atingir uma situação idealizada. Ou seja, uma máquina de fluxo geradora real entregará menos energia ao fluido do que uma com número infinito de pás no rotor, com as mesmas dimensões e mesma velocidade de rotação.

3.4 Grau de reação teórico

Ao passar pelo interior de uma máquina de fluxo, o fluido sofre transformações de energia de pressão e de energia de velocidade (energia de pressão dinâmica). A proporção de energia que é intercambiada sob forma de pressão estática é fator importante para a classificação das máquinas de fluxo e, para um determinado tipo de máquina, conduz a determinadas peculiaridades de projeto. A forma das pás, o grau de admissão (parcial ou total) e muitos outros parâmetros de construção, estão intimamente associados à relação entre a variação da energia de pressão estática e a variação total de energia no rotor, denominada **grau de reação** (*degree of reaction*).

Quando o escoamento através do rotor é considerado ideal, isto é, sem perdas, esta grandeza é chamada de **grau de reação teórico** e, assim, expressa:

$$\rho_t = \frac{Y_{est}}{Y_{pá}} = 1 - \frac{Y_{din}}{Y_{pá}} \qquad (3.32)$$

onde:

ρ_t = grau de reação teórico, adimensional;

$Y_{pá}$ = energia (salto energético) específica intercambiada no rotor considerado com número finito de pás, em J/kg;

Y_{est} = energia específica de pressão estática, em J/kg;

Y_{din} = energia específica de pressão dinâmica ou de velocidade, em J/kg.

O grau de reação teórico normalmente está compreendido entre **0** (zero) e **1** (um), mas pode ser também menor que **0** e maior que **1**, servindo para classificar as máquinas de fluxo em **máquinas de ação**, quando o grau de reação teórico for igual a **0** e em **máquinas de reação**, quando o grau de reação for diferente de **0**.

Nas máquinas de fluxo que trabalham com fluido compressível (turbinas a vapor, por exemplo), ainda que o grau de reação defina-se, às vezes, como a relação entre a energia de pressão e a energia total intercambiada no rotor, é mais freqüente defini-lo como a relação entre o salto entálpico no rotor e a variação total de entalpia na máquina ou num estágio da máquina, considerando as transformações como isentrópicas (Fig. 3.8), ou seja:

$$\rho_t = \frac{h_{4s} - h_{5s}}{h_a - h_{5s}} \qquad (3.33)$$

onde:

h_a = entalpia do fluido na admissão da máquina ou de um estágio da máquina, correspondente a uma pressão p_a e a uma temperatura t_a, em J/kg;

h_{4s} = entalpia na entrada do rotor, correspondente à pressão p_4 e a uma transformação isentrópica, em J/kg;

h_{5s} = entalpia na saída do rotor, correspondente à pressão p_5 e a uma transformação isentrópica, em J/kg.

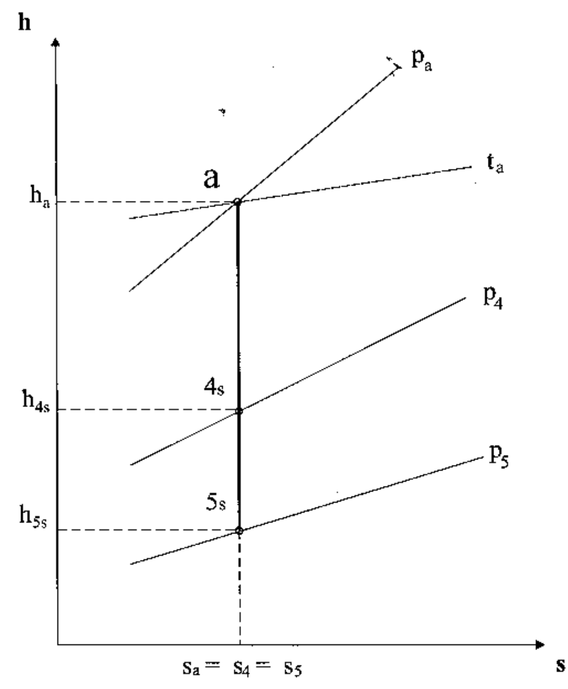


Fig. 3.8 Diagrama $h = f(s)$ para turbina a vapor ou a gás.

Saliente-se que, nas máquinas de fluxo que trabalham com fluido considerado compressível (turbinas a vapor e turbinas a gás), é freqüente misturar, numa mesma máquina de vários estágios, estágios de ação e de reação e inclusive fazer que em um mesmo estágio o grau de reação varie da entrada para a saída.

4
Perdas de Energia em Máquinas de Fluxo

No capítulo anterior, a equação fundamental foi determinada para uma máquina onde o fluido de trabalho era ideal (sem viscosidade), a rugosidade das paredes era desconsiderada, as folgas supostas inexistentes e o escoamento acontecia de maneira perfeitamente tangencial às pás do rotor e do sistema diretor, sem descolamentos das superfícies de contato. No entanto, estas hipóteses simplificadoras não são encontradas nas máquinas reais, onde as transformações acontecem com degradação de energia, as folgas entre as partes rotativas e as partes fixas são uma necessidade construtiva, o fluido de trabalho é viscoso e as perdas apresentam-se como inevitáveis. O conhecimento da origem e da magnitude destas perdas de energia dá ao projetista condições de minimizá-las, permitindo a construção de máquinas de elevado rendimento.

Embora, em algumas situações, a redução dos custos de fabricação prepondere sobre uma sofisticação técnica do projeto, exemplos podem ser citados, demonstrando a importância da melhoria do rendimento, principalmente, em máquinas de grande porte. O aumento de **1%** no rendimento de um turbocompressor radial para gás natural com pressão na descarga de **40 MPa** e potência de acionamento da ordem de **10 MW**, significa uma redução de **100 kW** na potência do motor de acionamento, com a correspondente economia de energia. A redução de **1%** no rendimento de uma das turbinas hidráulicas do tipo Francis da Central Hidrelétrica de Itaipu, no rio Paraná, com **700 MW** de potência, levaria a uma redução de **7000 kW** na potência gerada, equivalente à potência total de uma Pequena Central Hidrelétrica, como a de Furnas de Segredo, no rio Jaguari, RS.

As perdas de energia, os rendimentos que as representam e suas implicações no cálculo da potência das máquinas de fluxo serão abordados neste capítulo.

4.1 Tipos de perdas

Pelo Primeiro Princípio da Termodinâmica, sabe-se que a energia não pode ser criada ou destruída, mas apenas transformada. O que se costuma chamar de **perdas** (*losses*) são, na realidade, processos irreversíveis que ocorrem no funcionamento das máquinas, onde formas de energia mais nobre como a mecânica, por exemplo, degradam-se, transformando-se em formas de energia de qualidade inferior, como o calor e a energia interna.

Nas máquinas de fluxo, as perdas classificam-se em internas e externas. Como **perdas internas** englobam-se as perdas hidráulicas, as perdas por fugas ou volumétricas, as perdas por atrito de disco e, no caso das máquinas de admissão parcial, as perdas por ventilação. As **perdas externas** são, essencialmente, as perdas mecânicas.

As **perdas hidráulicas** (*hydraulic losses*) são as mais importantes nas máquinas de fluxo e originam-se do atrito do fluido com as paredes dos canais do rotor e sistema diretor, da dissipação de energia por mudança brusca de seção e direção dos canais que conduzem o fluido através da máquina e também pelo choque do fluido contra o bordo de ataque das pás, que tem lugar quando a máquina funciona fora do ponto nominal ou ponto de projeto. Este choque é produzido na entrada das pás móveis do rotor, quando a tangente à pá na entrada não coincide com a direção da velocidade relativa, e na entrada das pás fixas do sistema diretor, quando a tangente à pá não coincide com a direção da velocidade absoluta da corrente fluida, dando origem a turbilhões provocados pela separação da camada limite (descolamento) do fluido em escoamento das paredes que o conduzem (Fig. 4.1).

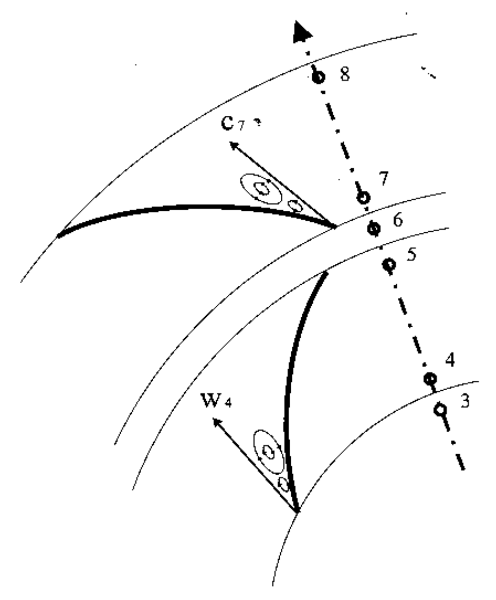


Fig. 4.1 Turbilhões provocados por descolamentos da corrente fluida.

A rugosidade das superfícies fixas e móveis e o número de Reynolds exercem grande influência sobre as perdas de carga por causa do atrito. Quando a camada limite laminar cobre as irregularidades da parede, a superfície pode ser considerada polida.

Particularmente, para as máquinas de fluxo com rotores de canais estreitos, onde o acesso para polimento é difícil, a rugosidade pode criar perdas consideráveis. Como as velocidades no interior de uma máquina de fluxo são, em geral, elevadas, o escoamento, quase sempre, encontra-se na zona de turbulência completa (tubos rugosos), onde o **coeficiente de atrito** (*friction factor*) **f** não varia com o número de Reynolds, mas somente com a rugosidade relativa. Neste caso, as perdas hidráulicas são proporcionais ao quadrado da velocidade e, como as áreas das seções de escoamento permanecem constante, também proporcionais ao quadrado da vazão. Esta conclusão não se aplica ao bombeamento de óleos de grande viscosidade, onde a influência do número de Reynolds sobre o coeficiente de atrito não pode deixar de ser considerada, podendo-se chegar à zona de escoamento laminar.

Como as perdas hidráulicas provocam uma perda na energia específica intercambiada entre as pás do rotor e o fluido de trabalho, pode-se escrever, para máquinas de fluxo geradoras:

$$Y_{pá} = Y + E_p \tag{4.1}$$

onde:

$Y_{pá}$ = energia específica que teoricamente as pás do rotor entregariam ao fluido, em J/kg;

Y = energia específica disponível pelo fluido na saída da máquina, ou, salto energético específico na máquina, ou, ainda, a energia que realmente o fluido recebe do rotor, em J/kg;

E_p = energia específica referente às perdas hidráulicas, em J/kg.

Para máquinas de fluxo motoras, a equação será:

$$Y_{pá} = Y - E_p \tag{4.2}$$

onde:

$Y_{pá}$ = energia específica que realmente as pás do rotor recebem do fluido, em J/kg;

Y = energia disponível pelo fluido na entrada da máquina, ou, salto energético específico na máquina, ou, ainda, a energia que teoricamente o fluido entregaria ao rotor, em J/kg;

E_p = energia específica referente às perdas hidráulicas.

As **perdas por fugas** (*leakage losses*) ou perdas volumétricas ocorrem através das inevitáveis folgas existentes entre a parte rotativa e a parte fixa da máquina, separando recintos com pressões diferentes (Fig. 4.2). Essas folgas podem variar de alguns décimos de milímetros, por exemplo, em bombas para indústrias de processo, até vários milímetros, por exemplo, em ventiladores comuns de baixa pressão. A massa ou volume que por aí escoa carrega uma quantidade de energia que será considerada perdida durante o funcionamento da máquina.

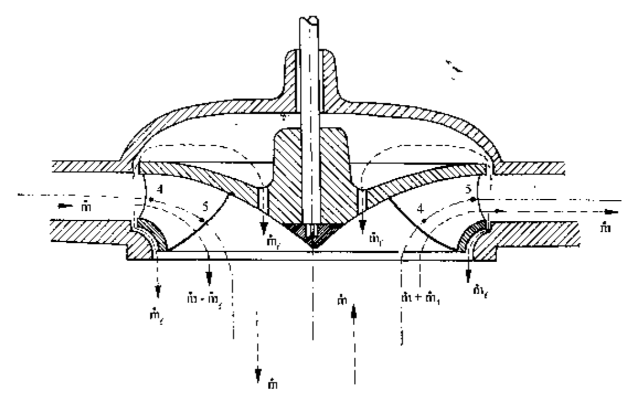


Fig. 4.2 Perdas por fugas em máquinas de fluxo.

A Fig. 4.2 representa, do eixo para a esquerda, o corte longitudinal de uma máquina de fluxo motora e, do eixo para a direita, o corte longitudinal de uma máquina de fluxo geradora. De acordo com esta figura, a quantidade de fluido que passa pelo rotor da máquina e, conseqüentemente, participa do intercâmbio de energia, é:

– para máquinas de fluxo motoras: $\dot{m}_r = \dot{m} - \dot{m}_f$ (4.3)

– para máquinas de fluxo geradoras: $\dot{m}_r = \dot{m} + \dot{m}_f$ (4.4)

Onde:
$\dot{m}_r$ = fluxo mássico que passa pelo interior do rotor, em kg/s;
$\dot{m}$ = fluxo mássico que passa pelas canalizações de admissão e descarga da máquina, em kg/s;
$\dot{m}_f$ = fluxo mássico que passa através das folgas, em kg/s.

Como $\dot{m} = \rho\, \mathbf{Q}$, sendo ρ a massa específica do fluido em **kg/m³** e **Q** a vazão em **m³/s**, as equações (4.3) e (4.4) poderão ser escritas, respectivamente, para máquinas motoras e máquinas geradoras:

$$Q_r = Q - Q_f \tag{4.5}$$

$$Q_r = Q + Q_f \tag{4.6}$$

onde:

Q_r = vazão que passa pelo interior do rotor, em m^3/s;

Q = vazão que circula pelas canalizações de admissão e descarga da máquina, em m^3/s;

Q_f = vazão de fugas, em m^3/s.

A energia perdida por fugas, $\mathbf{E_f}$, será então:

$$E_f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} Y_{pá} = \frac{Q_f}{Q} Y_{pá} \tag{4.7}$$

Como a vazão $\mathbf{Q_f}$ varia proporcionalmente à seção da folga e à raiz quadrada da diferença de pressão entre os dois lados da folga, a energia perdida por fugas cresce com o aumento da folga e com o salto energético específico da máquina.

O rotor é como um disco que gira dentro de uma carcaça. Idealmente, o disco deveria girar no vazio, mas, na realidade, a carcaça encontra-se preenchida pelo fluido de trabalho e as faces externas deste disco, por atrito, arrastam as partículas fluidas que se encontram aderidas a ele, provocando um movimento do fluido no espaço compreendido entre o rotor e as paredes da carcaça. Este movimento consome uma determinada potência, que, ocorrendo durante o tempo de funcionamento da máquina, caracteriza a denominada **perda** de energia **por atrito de disco** (*disk friction loss*). A potência consumida por atrito de disco pode ser expressa por:

$$P_a = K\ \rho\ u^3\ D^2 \tag{4.8}$$

onde:

P_a = potência perdida por atrito fluido, em W;

K = coeficiente adimensional que depende do número de Reynolds;

ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3;

u = velocidade tangencial correspondente ao diâmetro exterior do rotor, em m/s;

D = diâmetro exterior do rotor, em m.

As perdas por atrito de disco são típicas das máquinas de fluxo, ainda que, nas máquinas axiais, este tipo de perda seja muito pequeno e possa, em geral, ser desprezado. Tratando-se de rotor radial semi-aberto,

com só uma superfície de contato, ou, de um rotor de dupla admissão, P_a terá a metade do valor expresso pela equação (4.8).

As **perdas por ventilação** (*windage losses*) só têm lugar nas máquinas de fluxo de admissão parcial e são muito importantes nos estágios de ação das turbinas a vapor e das turbinas a gás. Elas se originam pelo contato das pás inativas do rotor com o fluido que se encontra no recinto onde ele gira. De maneira análoga às perdas por atrito de disco, estas perdas são diretamente proporcionais à massa específica do fluido de trabalho e crescem com o aumento do diâmetro do rotor, da altura das pás, da velocidade de rotação e também quando diminui o grau de admissão.

As perdas descritas, denominadas perdas internas das máquinas de fluxo, têm como característica comum o fornecimento de calor ao fluido de trabalho e, conseqüentemente, o aumento da sua entalpia de descarga.

Algumas vezes a energia de velocidade de saída nas turbinas também é considerada como perda hidráulica e, conseqüentemente, como perda interna da máquina, porque, embora o projetista busque reduzir a velocidade de saída no rotor das turbinas, visando ao melhor aproveitamento possível da energia cinética, um valor finito desta velocidade torna-se necessário para transportar o fluido para fora da máquina. Se a energia de velocidade de saída não for utilizada, por exemplo, em outros estágios da máquina, ela configurará uma perda e, nas turbinas a vapor, aumenta a entalpia do vapor na descarga.

Finalmente, é importante mencionar as **perdas mecânicas** (*mechanical losses*), conseqüência do atrito nos mancais e nos dispositivos de vedação por contato (nas gaxetas e nos selos mecânicos, por exemplo), e do atrito do ar com superfícies rotativas, tais como volantes e acoplamentos. As perdas nos dispositivos de transmissão e no acionamento de órgãos auxiliares, tais como, reguladores de velocidade e bombas de óleo, também podem ser consideradas como perdas mecânicas. O calor gerado por estas perdas, normalmente, não é transmitido ao fluido de trabalho, daí serem chamadas também de perdas externas.

As perdas nos mancais dependem do peso da parte rotativa suportada por eles, da velocidade tangencial do eixo e do coeficiente de atrito entre as superfícies em contato, enquanto, nas gaxetas, além da velocidade tangencial do eixo, do coeficiente e da superfície de atrito, é importante considerar o grau de aperto da sobreposta da gaxeta. Quanto maior este aperto, maior será a pressão exercida pela gaxeta sobre o eixo e maiores serão as perdas mecânicas correspondentes.

4.2 Potências e rendimentos em máquinas de fluxo

De acordo com os vários tipos de perdas, anteriormente descritas, definem-se os diversos rendimentos das máquinas de fluxo, que se classificam em:

- **rendimento hidráulico** (*hydraulic efficiency*), η_h, que leva em consideração as perdas hidráulicas, assim expresso:
  – para máquinas de fluxo motoras:

$$\eta_h = \frac{Y_{pá}}{Y} = \frac{Y - E_p}{Y} \qquad (4.9)$$

  – para máquinas de fluxo geradoras:

$$\eta_h = \frac{Y}{Y_{pá}} = \frac{Y}{Y + E_p} \qquad (4.10)$$

- **rendimento volumétrico** (*volumetric efficiency*), η_v, que considera as perdas por fugas, definido pelas equações:
  – para máquinas de fluxo motoras:

$$\eta_v = \frac{\dot{m} - \dot{m}_f}{\dot{m}} = \frac{Q - Q_f}{Q} \qquad (4.11)$$

  – para máquinas de fluxo geradoras:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_f} = \frac{Q}{Q + Q_f} \qquad (4.12)$$

- **rendimento de atrito de disco** (*disk friction efficiency*), η_a, que engloba as perdas por atrito de disco e ventilação, assim definido:
  – para máquinas de fluxo motoras:

$$\eta_a = \frac{(Y - E_p)(\dot{m} - \dot{m}_f) - P_a}{(Y - E_p)(\dot{m} - \dot{m}_f)} \qquad (4.13)$$

– para máquinas de fluxo geradoras:

$$\eta_a = \frac{(Y + E_p)(\dot{m} + \dot{m}_f)}{(Y + E_p)(\dot{m} + \dot{m}_f) + P_a} \tag{4.14}$$

Pela equação (1.24), a potência disponível para acionar uma máquina de fluxo motora, é:

$$P = \dot{m}\, Y = \rho\; Q\, Y$$

onde:
P = potência disponível para acionar a máquina, em W;
$\dot{m}$ = fluxo mássico do fluido de trabalho, em kg/s;
Y = salto energético disponível para acionar a máquina, em J/kg;
ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3;
Q = vazão de entrada na máquina, em m^3/s.

No entanto, a potência realmente fornecida pelo fluido de trabalho às pás do rotor, já descontada a potência consumida para vencer as perdas internas, é denominada de **potência interna da máquina**. Ou seja:

$$P_i = (\dot{m} - \dot{m}_f)(Y - E_p) - P_a \tag{4.15}$$

onde:
P_i = potência interna de uma máquina de fluxo motora, em W.

A relação entre a potência interna e a potência disponível define o chamado **rendimento interno,** (*internal efficiency*) η_i:

$$\eta_i = \frac{P_i}{P} \tag{4.16}$$

Multiplicando os rendimentos calculados pelas equações (4.9), (4.11) e (4.13), e levando em consideração a definição do rendimento interno, chega-se a:

$$\eta_h\, \eta_v\, \eta_a = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_f)(Y - E_p) - P_a}{\dot{m}\; Y} = \frac{P_i}{P} = \eta_i \tag{4.17}$$

Da mesma maneira, para máquinas de fluxo geradoras, obtém-se:

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} = \eta_h \; \eta_v \; \eta_a \qquad (4.18)$$

onde:

P = potência disponível no fluido que sai da máquina, ou potência que efetivamente o fluido recebeu ao passar pela máquina, em W;

P_i = potência interna, ou potência consumida para vencer as perdas internas e fornecer a potência disponível, em W.

Nas máquinas de fluxo que trabalham com fluidos compressíveis (turbinas a vapor, turbinas a gás e turbocompressores), o processo de expansão ou compressão é considerado adiabático, porque, mesmo com as elevadíssimas temperaturas do fluido de trabalho nas máquinas atuais, a quantidade de calor transmitido para o meio ambiente, através da carcaça, é insignificante em comparação com a quantidade de calor por unidade de tempo que o fluido de trabalho faz circular pela máquina.

Nestes casos, pela facilidade da leitura direta das entalpias nos diagramas **h-s** (Fig. 4.3), costuma-se tratar as perdas internas de maneira global, definindo o rendimento interno, para máquinas de fluxo motoras, como:

$$\eta_i = \frac{h_a - h_d}{h_a - h_{ds}} \qquad (4.19)$$

onde:

h_a = entalpia do fluido de trabalho na admissão da turbina, em J/kg;

h_d = entalpia do fluido na descarga da turbina, supondo expansão adiabática, em J/kg;

h_{ds} = entalpia do fluido na descarga da turbina, supondo expansão isentrópica, em J/kg.

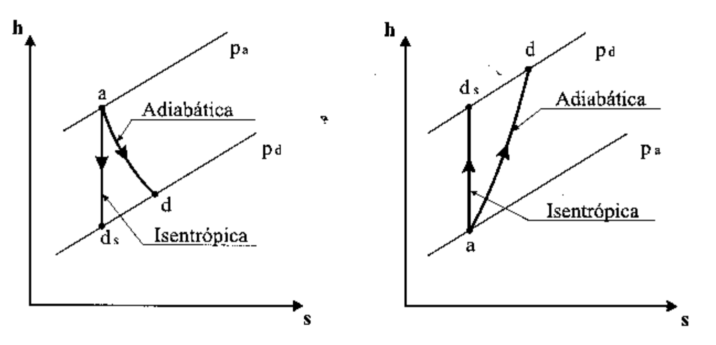


Fig. 4.3 Processos de expansão e compressão representados em diagramas h = f (s) para máquinas que trabalham com fluido compressível.

As equações (1.21) e (1.8) permitem escrever para a energia disponível e para o trabalho específico interno, respectivamente:

$$Y = h_a - h_{ds} = C_p \left(T_a - T_{ds}\right) \tag{4.20}$$

$$Y_i = h_a - h_d = C_p \left(T_a - T_d\right) \tag{4.21}$$

onde:

Y_i = trabalho específico interno, em J/kg;

C_p = calor específico à pressão constante do fluido de trabalho, em J/kg K;

T_a = temperatura absoluta do fluido na admissão da máquina, em K;

T_{ds} = temperatura absoluta do fluido na descarga da máquina, supondo uma transformação isentrópica, em K;

T_d = temperatura absoluta do fluido na descarga da máquina, para transformação suposta adiabática, em K.

Considerando o calor específico constante, pode-se escrever:

$$\eta_i = \frac{T_a - T_d}{T_a - T_{ds}} \tag{4.22}$$

Para máquinas de fluxo geradoras, chega-se a:

$$\eta_i = \frac{h_{ds} - h_a}{h_d - h_a} \tag{4.23}$$

e

$$\eta_i = \frac{T_{ds} - T_a}{T_d - T_a} \tag{4.24}$$

As perdas mecânicas são expressas por meio do **rendimento mecânico** (*mechanical efficiency*), η_m, definido, nas máquinas de fluxo motoras, como a relação entre a potência obtida no eixo e a potência interna. Ou:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \tag{4.25}$$

Para máquinas de fluxo geradoras, tem-se:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \tag{4.26}$$

onde:
P_e = potência no eixo da máquina, em W.

Levando em consideração todas as perdas que acontecem nas máquinas de fluxo motoras, pode-se, então, definir o **rendimento total** (*total efficiency* ou *gross efficiency*), η_t, grandeza adimensional, como a relação entre a potência obtida no eixo e a potência disponível para acionar a máquina. Ou seja:

$$\eta_t = \frac{P_e}{P} = \frac{P_e}{\dot{m}\,Y} = \frac{P_e}{\rho\ Q\ Y} \tag{4.27}$$

E, para as máquinas de fluxo geradoras, o rendimento total será definido como a relação entre a potência que o fluido recebe ao passar pela máquina (potência disponível) e a potência fornecida no seu eixo por um motor de acionamento. Ou:

$$\eta_t = \frac{P}{P_e} = \frac{\dot{m}\,Y}{P_e} = \frac{\rho\ Q\ Y}{P_e} \tag{4.28}$$

A partir das equações (4.16), (4.17), (4.25) e (4.27) pode-se escrever, para máquinas de fluxo motoras:

$$\eta_t = \frac{P_e}{P} = \frac{P_i}{P}\,\frac{P_e}{P_i} = \eta_i\ \eta_m = \eta_h\ \eta_v\ \eta_a\ \eta_m \tag{4.29}$$

Para as máquinas de fluxo geradoras, também se chegaria à mesma relação entre o rendimento total e os demais rendimentos.

Pelas equações (4.27) e (4.28) pode-se, então, calcular a potência no eixo, em **W**, no Sistema Internacional de Unidades:

– para máquinas de fluxo motoras: $P_e = \rho\ Q\ Y\ \eta_t$ (4.30)

– para máquinas de fluxo geradoras: $P_e = \dfrac{\rho\ Q\ Y}{\eta_t}$ (4.31)

onde a massa específica, ρ, é expressa em **kg/m³**; a vazão, **Q**, em **m³/s**; a energia disponível, **Y**, em **J/kg** e o rendimento total, η_t, é **adimensional**.

No Sistema Técnico de Unidades, a partir da equação (1.25), tem-se a potência, em **CV**:

– para máquinas de fluxo motoras: $P_e = \dfrac{\gamma\ Q\ H\ \eta_t}{75}$ (4.32)

– para máquinas de fluxo geradoras: $P_e = \dfrac{\gamma\ Q\ H}{75\ \eta_t}$ (4.33)

onde o peso específico, γ, é expresso em **kgf/m³**; a vazão, **Q**, em **m³/s**; a altura de queda (para turbinas) ou altura de elevação (para bombas), **H**, em **m** e o rendimento total, η_t, é **adimensional**.

Como $\Delta p = \gamma\, H$, para ventiladores, é muito utilizada a seguinte expressão, no Sistema Técnico de Unidades:

$$P_e = \frac{\Delta p_t\ Q}{75\ \eta_t} \tag{4.34}$$

onde a potência no eixo, $\mathbf{P_e}$, é expressa em **CV**; a diferença de pressão total produzida pelo ventilador, $\Delta \mathbf{p_t}$, em **mmCA**; a vazão, **Q**, em $\mathbf{m^3/s}$ e o rendimento, η_t, é **adimensional**.

4.3 Grau de reação real

O Grau de Reação Teórico, definido no item 3.4, pode ser completamente calculado em função das velocidades obtidas nos triângulos de velocidades para a entrada e saída do rotor da máquina de fluxo. Constitui-se, desta maneira, em uma ferramenta extremamente útil para o engenheiro projetista, principalmente como elemento de comparação entre os diferentes tipos de rotor.

Entretanto, muitas aplicações requerem o conhecimento, com base em medições externas, da real proporção de energia de pressão estática desenvolvida pela máquina em comparação com a energia total disponível. Com este objetivo, define-se o **Grau de reação real**, que leva em conta as perdas que ocorrem no interior da máquina.

$$\rho_{real} = \frac{\Delta p_{est}/\rho}{Y} = 1 - \frac{\Delta p_{din}/\rho}{Y} \qquad (4.35)$$

onde:

ρ_{real} = Grau de reação real, adimensional;

Δp_{est} = diferença de pressão estática entre a admissão e a descarga da máquina, em N/m^2;

Δp_{din} = diferença de pressão dinâmica entre a admissão e a descarga da máquina, em N/m^2;

ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3;

Y = energia específica disponível, em J/kg.

Esta grandeza permite, no caso dos ventiladores, o conhecimento das condições de velocidade de escoamento do fluido na boca de descarga e pode ser representada por:

$$\rho_{real} = \frac{\Delta p_{est}}{\Delta p_t} = 1 - \frac{\Delta p_{din}}{\Delta p_t} \qquad (4.36)$$

onde:
Δp_t = diferença de pressão total produzida pelo ventilador, em N/m².

Por analogia com a equação (3.16), pode-se escrever para a diferença de pressão total, Δp_t:

$$\Delta p_t = \Delta p_{est} + \Delta p_{din} = (p_d - p_a) + \rho\left(\frac{c_d^2 - c_a^2}{2}\right) \tag{4.37}$$

onde:
p_d = pressão na boca de descarga do ventilador, em N/m²;
p_a = pressão na boca de admissão do ventilador, em N/m²;
c_d = velocidade do fluido na boca de descarga do ventilador, em m/s;
c_a = velocidade do fluido na boca de admissão do ventilador, em m/s.

Quando o ventilador aspira diretamente da atmosfera, pode-se considerar $p_a = 0$ (pressão relativa) e $c_a = 0$, obtendo-se:

$$c_d = \sqrt{\frac{2}{\rho}\left(\Delta p_t - p_d\right)} \tag{4.38}$$

4.4 Exercícios resolvidos

1. O projeto original da Usina Hidrelétrica de Dona Francisca, no rio Jacuí, previa 128,2 MW de potência instalada, com duas unidades de turbinas do tipo Kaplan de 64,1 MW cada uma. A altura de queda disponível é de 39 m. Supondo que as características construtivas das turbinas apresentem os seguintes valores: n = 163,6 rpm; D_e = 4,24 m; D_i/D_e = 0,43; η_h = 0,96; η_v = 1,00; η_a = 1,00; η_m = 0,98; $c_{m4} = c_{m5} = c_5$ (para todos os diâmetros do rotor) e considerando a massa específica da água, ρ = 1000 kg/m³, calcular:
   a) a vazão nominal (de projeto) de cada turbina;
   b) o ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor, para o diâmetro exterior;
   c) o ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor, para o diâmetro interior.

SOLUÇÃO:

O trabalho específico ou salto energético específico que é fornecido pela água à turbina pode ser determinado baseado na altura de queda disponível, ou seja:

$$Y = g \,.\, H = 9{,}81 \,.\, 39 = 382{,}59 \text{ J/kg}$$

Levando em conta todas as perdas que acontecem na máquina, o rendimento total é calculado pela equação (4.29):

$$\eta_t = \eta_h \,.\, \eta_v \,.\, \eta_a \,.\, \eta_m = 0{,}96 \,.\, 1{,}0 \,.\, 1{,}0 \,.\, 0{,}98 = 0{,}94$$

Valendo-se da equação (4.30), chega-se, então, a:

$$Q = \frac{P_e}{\rho . Y . \eta_t} = \frac{64{,}1.10^6}{1000.382{,}59.0{,}94} = 178{,}24 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Resposta a})$$

$$D_i = 0{,}43.D_e = 0{,}43.4{,}24 = 1{,}82\text{m}$$

$$u_e = \frac{\pi . D_e . n}{60} = \frac{\pi.4{,}24.163{,}6}{60} = 36{,}32 \text{ m/s}$$

$$u_i = \frac{\pi . D_i . n}{60} = \frac{\pi.1{,}82.163{,}6}{60} = 15{,}59 \text{ m/s}$$

As equações (3.10), (3.12), (4.5) e (4.11) permitem escrever:

$$c_m = \frac{4.Q.\eta_v}{\pi\left(D_e^2 - D_i^2\right)} = \frac{4.178{,}24.1{,}0}{\pi\left(4{,}24^2 - 1{,}82^2\right)} = 15{,}47 \text{ m/s}$$

Pela definição de rendimento hidráulico para máquinas motoras (Eq.4.9):

$$Y_{pá} = Y.\eta_h = 382{,}59.0{,}96 = 367{,}29 \text{ J/kg}$$

Nos rotores de máquinas de fluxo axiais, as linhas de corrente do fluido percorrem superfícies cilíndricas coaxiais, onde, para cada diâmetro, $u_4 = u_5 = u$. Levando esta condição à equação fundamental das máquinas de fluxo motoras (3.27), tem-se:

$$Y_{pá\infty} = u_4 c_{u4} - u_5 c_{u5} \quad \therefore \quad Y_{pá\infty} = u\left(c_{u4} - c_{u5}\right)$$

Esta equação é válida para todos os diâmetros dos rotores de máquinas de fluxo axiais.

Para máquinas de fluxo motoras, a equação (3.30) indica:

$$Y_{pá\infty} = Y_{pá}$$

Já que $c_{m5} = c_5 \Rightarrow \alpha_5 = 90° \Rightarrow c_{u5} = 0 \text{ m/s} \therefore$

$$Y_{pá} = u_e . c_{u4e} \therefore c_{u4e} = \frac{Y_{pá}}{u_e} = \frac{367,29}{36,32} = 10,11 \text{ m/s}$$

$$c_{u4i} = \frac{Y_{pá}}{u_i} = \frac{367,29}{15,59} = 23,56 \text{ m/s}$$

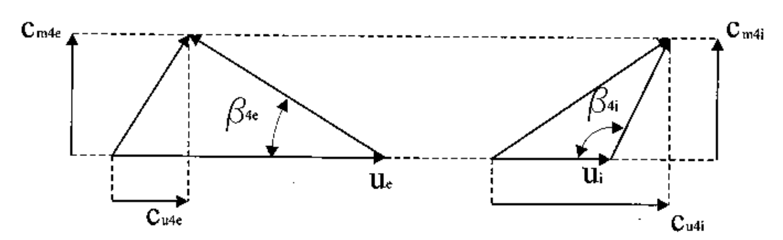


Fig. 4.4 Triângulos de velocidades para o diâmetro exterior e interior do rotor da turbina.

Então, pelos triângulos de velocidades da Fig. 4.4, obtém-se:

$$\text{tg}\,\beta_{4e} = \frac{c_{m4e}}{u_e - c_{u4e}} = \frac{15,47}{36,32 - 10,11} = 0,59 \;\therefore\; \beta_{4e} = 30,55° \quad \text{(Resposta b)}$$

$$\text{tg}\,\beta_{4i} = \frac{c_{m4i}}{c_{u4i} - u_i} = \frac{15,47}{23,56 - 15,59} = 1,94 \;\therefore\; \beta_{4i} = 117,26° \quad \text{(Resposta c)}$$

2. Um ventilador centrífugo movimenta 120 m³/s de gás com massa específica igual a 1,2 kg/m³, aspirando de uma câmara à pressão de 1080 Pa e insuflando em outra à pressão de 2160 Pa, com uma velocidade de insuflação de 15 m/s. Na aspiração há um filtro onde se produz uma queda de pressão (perda de carga) de 540 Pa. No conduto de aspiração produz-se uma perda adicional de 834 Pa, e no conduto de descarga, uma perda de 1226 Pa. Sabendo-se que o ventilador possui as seguintes características: n = 336 rpm; $c_{m5} = 15,6$ m/s; $D_5 = 4,43$ m; $\alpha_4 = 90°$; $\eta_h = 0,8$; $\eta_t = 0,76$ e considerando-se número infinito de pás com espessura infinitesimal, calcular:

a) a diferença de pressão total a ser vencida pelo ventilador;
b) a potência consumida no seu eixo;
c) o ângulo de inclinação das pás na saída do rotor.

SOLUÇÃO:

A diferença de pressão total produzida pelo ventilador deve ser capaz de vencer a diferença de pressão entre a câmara de descarga e a câmara de aspiração ($p_d - p_a$), a perda no filtro (Δp_f), a perda no conduto de aspiração (Δp_a), a perda no conduto de descarga (Δp_d) e ainda fornecer uma pressão dinâmica (p_{din}) correspondente à velocidade de insuflação na câmara de descarga. Ou seja, um balanço de energia entre a admissão e a descarga do ventilador indicaria:

$$\Delta p_t = (p_d - p_a) + \Delta p_f + \Delta p_a + \Delta p_d + p_{din}$$

$$\text{onde:} \quad p_{din} = \rho \frac{c_d^2}{2} = 1{,}2 \ \frac{(15)^2}{2} = 135 \text{ Pa} \ \therefore$$

$$\Delta p_t = (2160 - 1080) + 540 + 834 + 1226 + 135 = 3815 \text{ Pa} \quad (\text{Resposta a})$$

$$Y = \frac{\Delta p_t}{\rho} = \frac{3815}{1{,}2} = 3179{,}17 \text{ J/kg}$$

Pela equação (4.31), tem-se:

$$P_e = \frac{\rho . Q . Y}{\eta_t} = \frac{1{,}2.120.3179{,}17}{0{,}76} = 602369 \text{ W} = 602{,}37 \text{ kW} \quad (\text{Resposta b})$$

$$u_5 = \frac{\pi . D_5 . n}{60} = \frac{\pi .4{,}43.336}{60} = 77{,}94 \text{ m/s}$$

Para número infinito de pás: $\mu = 1 \ \therefore$

$$Y_{pá\infty} = Y_{pá} = \frac{Y}{\eta_h} = \frac{3179{,}17}{0{,}8} = 3973{,}96 \text{ J/kg}$$

A equação fundamental para máquinas de fluxo geradoras radiais é:

$$Y_{pá\infty} = u_5 . c_{u5} - u_4 . c_{u4}$$

Como $\alpha_4 = 90° \ \Rightarrow \ c_{u4} = 0 \ \therefore \ Y_{pá\infty} = u_5 c_{u5} \ \therefore$

$$c_{u5} = \frac{Y_{pá\infty}}{u_5} = \frac{3973{,}96}{77{,}94} = 50{,}99 \text{ m/s}$$

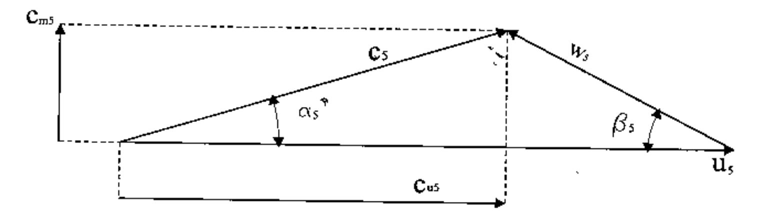


Fig. 4.5 Triângulo de velocidades para a saída do rotor do ventilador.

Pelo triângulo de velocidades da Fig. 4.5 pode - se escrever :

$$tg\beta_5 = \frac{c_{m5}}{u_5 - c_{u5}} = \frac{15,6}{77,94 - 50,99} = 0,5788 \quad \therefore \quad \beta_5 = 30,06°$$

(Resposta c)

3. O turboalimentador de um motor de combustão interna do tipo Diesel é composto por um turbocompressor centrífugo e por uma turbina a gás de fluxo centrípeto e rotor radial, acoplados por um mesmo eixo (Fig. 4.6), girando com uma velocidade de rotação de 110000 rpm. A turbina é movimentada pelo gás de combustão proveniente do escapamento do motor Diesel e aciona o turbocompressor que, por sua vez, insufla uma maior quantidade (em comparação com o motor naturalmente aspirado) de ar para o interior da câmara de combustão do motor, permitindo a injeção de mais combustível e o conseqüente aumento da potência. O gás, de calor específico $C_{p\,gás} = 1,11$ kJ/kg K considerado constante, entra na turbina com uma temperatura de 600°C, massa específica de 0,96 kg/m^3, e é descarregado a uma temperatura de 467°C. Enquanto isto, ar de expoente adiabático k = 1,4 e $R_{ar} = 287$ J/kg K (constante do gás) é admitido no turbocompressor com uma pressão de 100 kPa e temperatura de 20°C. O rotor da turbina possui diâmetro de entrada, $D_4 = 76$ mm, largura de entrada, $b_4 = 10$ mm e ângulo de inclinação das pás, $b_4 = 90°$. O rendimento volumétrico da turbina é $\eta_{vT} = 0,97$. O rendimento interno do turbocompressor é $\eta_{iC} = 0,75$. O rendimento mecânico do turboalimentador é $\eta_{mT} = 0,94$, atribuído integralmente à turbina para efeito de cálculo. Considerando o fluxo mássico de gás, $\dot{m} = 0,223$ kg/s, igual para a turbina e para o turbocompressor, ou seja, desprezando o fluxo mássico correspondente ao combustível, e considerando a expansão e a compressão como processos adiabáticos, calcular:

a) a potência no eixo da turbina;
b) o ângulo de inclinação na saída das pás do sistema diretor que antecede o rotor da turbina;
c) a pressão na descarga do turbocompressor;
d) a temperatura do ar na descarga do turbocompressor.

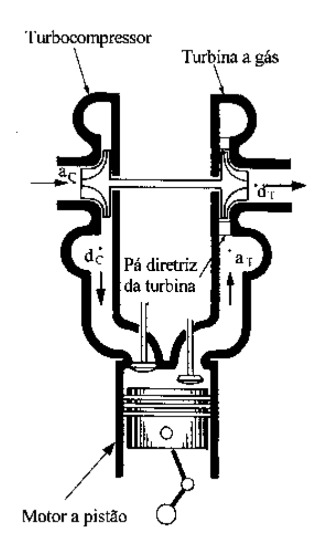


Fig. 4.6 Representação esquemática do turboalimentador.

SOLUÇÃO:

Para distinguir as grandezas, será utilizado, adicionalmente, o índice "C" quando essas corresponderem ao turbocompressor, e o índice "T", quando se referirem à turbina.

$$T_{aT} = 600 + 273 = 873 \text{ K}$$
$$T_{dT} = 467 + 273 = 740 \text{ K}$$

A equação (4.21) estabelece:

$$Y_{iT} = C_{p\,gás}\left(T_{aT} - T_{dT}\right) = 1{,}11(873 - 740) = 147{,}63 \text{ kJ/kg}$$
$$P_{iT} = \dot{m}.Y_{iT} = 0{,}223.147{,}63 = 32{,}92 \text{ kW}$$
$$P_{eT} = P_{iT}.\eta_{mT} = 32{,}92.0{,}94 = 30{,}94 \text{ kW} \quad (\text{Resposta a})$$

Com base no triângulo de velocidades, para $\beta_4 = 90°$:

$$c_{u4} = u_4 = \frac{\pi .\ D_4 .n}{60} = \frac{\pi .0{,}076.110000}{60} = 437{,}73 \text{ m/s}$$

De acordo com a expressão (1.23), a vazão de gás na admissão da turbina é :

$$Q_{aT} = \frac{\dot{m}}{\rho_{gás}} = \frac{0{,}223}{0{,}96} = 0{,}232 \text{ m}^3/\text{s}$$

A equação da continuidade (3.10) e a equação (4.11), que define o rendimento volumétrico de uma máquina de fluxo motora, permitem escrever:

$$Q_{aT} = \frac{\pi .D_4 .b_4 .c_{m4}}{\eta_{vT}} \quad \therefore$$

$$c_{m4} = \frac{Q_{aT}.\eta_{vT}}{\pi .D_4 .b_4} = \frac{0{,}232.0{,}97}{\pi .0{,}076.0,\ 010} = 94{,}25 \text{ m/s}$$

Ainda, do triângulo de velocidades, obtém-se:

$$\text{tg}\,\alpha_4 = \frac{c_{m4}}{c_{u4}} = \frac{94{,}25}{437{,}73} = 0{,}2153 \quad \therefore \quad \alpha_4 = 12{,}15° \quad (\text{Resposta b})$$

Como a potência no eixo do turbocompressor é a mesma da turbina e uma vez que o rendimento do conjunto já foi considerado no cálculo da potência no eixo da turbina, pode-se escrever $\eta_{tC} = \eta_{iC}$. E, com base da equação (4.31), que permite calcular a potência no eixo do turbocompressor, chega-se a:

$$Y_C = \frac{P_{eC}.\eta_{tC}}{\dot{m}} = \frac{P_{eT}.\eta_{iC}}{\dot{m}} = \frac{30{,}94.0{,}75}{0{,}223} = 104{,}058 \text{ kJ/kg} = 104058 \text{ J/kg}$$

A temperatura absoluta do ar na admissão do turbocompressor é: $T_{aC} = 20 + 273 = 293$ K. Desprezando o fator de compressibilidade ($Z_{aC} = Z_{dC} = 1$), a equação (1.17) permite calcular o trabalho específico de uma compressão isentrópica. Ou seja:

$$Y_C = \frac{k}{k-1} R_{ar} \cdot T_{aC} \left[\left(\frac{p_{dC}}{p_{aC}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \therefore \; p_{dC} = p_{aC} \left(1 + \frac{Y_C}{\frac{k}{k-1} R_{ar} \cdot T_{aC}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \therefore$$

$$p_{dC} = 100 \left(1 + \frac{104058}{\frac{1,4}{1,4-1}\, 287 \,.\, 293} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 100 \;.\; 2,885 = 288,5 \text{ kPa} \quad \text{(Resposta c)}$$

Da equação (1.15), para transformação isentrópica, vem:

$$T_{dsC} = T_{aC} \left(\frac{p_{dC}}{p_{aC}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293(2,885)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 396,59 \text{ K}$$

Pela definição de rendimento interno para máquinas de fluxo geradoras que trabalham com fluidos compressíveis (equação 4.24), tem-se:

$$\eta_{iC} = \frac{T_{dsC} - T_{aC}}{T_{dC} - T_{aC}} \;\therefore\; T_{dC} = T_{aC} + \frac{T_{dsC} - T_{aC}}{\eta_{iC}} = 293 + \frac{396,59 - 293}{0,75} \;\therefore$$

$$T_{dC} = 431,12 \text{ K} \quad \therefore \quad t_{dC} = 158,12\ ^\circ\text{C} \quad \text{(Resposta d)}$$

4.5 Exercícios propostos

1. Cada uma das turbinas Francis da Usina Hidrelétrica da Toca (Sistema Canastra da CEEE) foi projetada para uma potência no eixo 550 kW, girando a uma rotação 900 rpm, quando submetida a uma altura de queda de 42 m. Desprezando a espessura das pás sabendo que o ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor é $\beta_4 = 90°$ e considerando: $\alpha_5 = 90°$; $\eta_h = 0,81$; $\eta_m = 0,96$; $\eta_v = 0,98$; $\eta_a = 1,00$; $c_{m4} = 12,6$ m/s; $c_{m5} = 10,0$ m/s e $D_4/D_5 = 1,7$, calcular:

   a) o ângulo de inclinação na saída das pás do sistema diretor;
   b) o diâmetro de entrada do rotor da turbina;
   c) a largura de entrada do rotor da turbina;
   d) o grau de reação teórico da turbina.
   Respostas:
   a) $\alpha_4 = 34,6°$; b) $D_4 = 388$ mm; c) $b_4 = 111$ mm; d) $\rho t = 0,41$

2. Um rotor de bomba centrífuga de 260 mm de diâmetro de saída, descarrega 72 m³/h de água, quando opera a 3480 rpm. O ângulo de inclinação das pás e a largura na saída do rotor são, respectivamente, $\beta_5 = 22°$ e $b_5 = 5$ mm . Considerando $\alpha_4 = 90°$; $\eta_v = 0{,}95$; $\eta_h = 0{,}75$ e $\mu = 0{,}77$, pressão na admissão da bomba, $p_a = -49{,}05$ kPa, canalizações de entrada e saída com o mesmo diâmetro e niveladas, calcular a pressão que será indicada no manômetro de descarga da bomba.
Resposta: $p_d = 898{,}6$ kPa

3. Uma usina hidrelétrica possui uma altura de queda de 1130 m e uma vazão disponível de 2,7 m³/s para acionar uma turbina Pelton que deverá girar a 600 rpm. Considerando nulas as perdas na tubulação adutora que leva água da barragem até a turbina, e nulas as perdas na turbina propriamente dita, determinar para $c_5 = 0$ m/s e $\rho_{água} = 1000$ kg/m³ :
a) o raio do rotor Pelton (distância de seu eixo de rotação ao eixo geométrico do jato);
b) o diâmetro do jato d'água incidente;
c) a potência obtida no eixo da turbina;
d) o grau de reação teórico da turbina.
Respostas:
a) $R = 1{,}184$ m; b) $d_j = 152$mm; c) $P_e = 29900$kW; d) $\rho_t = 0$

4. Um ventilador axial projetado para fornecer uma vazão Q = 3,0 m³/s de ar com massa específica $\rho = 1{,}2\ kg/m^3$, uma diferença de pressão total $\Delta p_t = 630{,}6$ Pa , girando com uma velocidade de rotação n = 2850 rpm, possui o rotor com as seguintes características: $D_e = 0{,}5$ m ; $D_i = 0{,}25$ m ; $\alpha_4 = 90°$; $\eta_h = 0{,}85$; $\eta_v = 0{,}90$; $\eta_m = 0{,}98$; $\eta_a = 1{,}0$ e $c_{m4} = c_{m5} = c_m$. Considerando infinito o número de pás do rotor, calcular:
a) a inclinação das pás na entrada do rotor para o seu diâmetro externo;
b) a inclinação das pás na saída do rotor também para o diâmetro externo;
c) o seu grau de reação teórico.
Respostas: a) $\beta_4 = 16{,}88°$; b) $\beta_5 = 18{,}84°$; c) $\rho_t = 0{,}94$

5. O rotor de um ventilador centrífugo que insufla ar de massa específica $\rho = 1{,}2 kg/m^3$, com $\Delta p_t = 576 Pa$ apresenta as seguintes características: $n = 1200 rpm$; $\beta_5 = 135°$; $\alpha_4 = 90°$; $b_5 = b_4 = 70 mm$; $D_5 = 350 mm$; $D_4 = 280 mm$; $\mu = 0{,}8$; $\eta_h = 0{,}75$; $\eta_v = 0{,}88$; $\eta_a = 0{,}98$; $\eta_m = 0{,}95$. Desprezando a espessura das pás, calcular:
   a) a potência no eixo do ventilador;
   b) o ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor.
   Respostas: a) $P_c = 914 W$; b) $\beta_4 = 45{,}6°$

6. Durante o ensaio de uma bomba foram efetuadas as seguintes medidas:
   – pressão na descarga da bomba: $p_d = 343 kPa$;
   – pressão na admissão da bomba: $p_a = -39 kPa$;
   – vazão: $Q = 0{,}0065$ m³/s;
   – momento torçor no eixo da bomba: $M_e = 45{,}6 Nm$;
   – velocidade de rotação da bomba: $n = 13{,}33$ rps.
   Determinar a potência disponível (potência útil) da bomba, a potência consumida (potência no eixo) e o seu rendimento. Os diâmetros das canalizações de sucção e de recalque são iguais. Supor que as tomadas de pressão sejam efetuadas num mesmo nível.
   Respostas: a) $P = 2{,}48 kW$; b) $P_e = 3{,}82 kW$; c) $\eta_t = 0{,}65$.

7. A turbina a vapor de uma pequena central termelétrica que usa biomassa como combustível apresenta as seguintes características:
   – pressão do vapor na admissão da turbina: $p_a = 2{,}0$ MPa;
   – temperatura do vapor na admissão da turbina: $t_a = 350°C$;
   – pressão na descarga da turbina a vapor: $p_d = 0{,}02$ MPa;
   – rendimento interno da turbina: $\eta_i = 80\%$;
   – rendimento mecânico da turbina: $\eta_m = 98\%$.
   Sabendo-se que a potência gerada no eixo da turbina é 2700 kW, calcular o fluxo mássico de vapor que nela circula.
   Resposta: $\dot{m} = 4{,}07$ kg/s = 14,66 t/h .

5
Semelhança e Grandezas Adimensionais

Imagine-se a concorrência internacional para o fornecimento das turbinas para a Central Hidrelétrica de Tucuruí (3980 MW, na primeira etapa), no rio Tocantins. Somente o rotor do tipo Francis de uma destas turbinas possui um diâmetro de **8,40 m**, pesando cerca de **300 t**, através do qual passa uma vazão de **600 m³/s**. Como os grandes consórcios que participaram da concorrência garantiriam a potência a ser produzida pela turbina e o seu rendimento? Seriam construídos protótipos em escala real e ensaiados em gigantescos laboratórios? E, não vencendo a concorrência, como os fabricantes compensariam os grandes investimentos efetuados para o desenvolvimento da máquina em tamanho real?

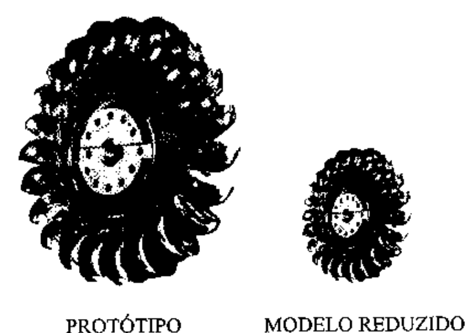
Por outro lado, imagine-se a dificuldade da realização de medições em minúsculas turbinas, acionadas por ar comprimido, como as utilizadas em equipamentos odontológicos.

A resposta a estas e outras questões, como, por exemplo, a variação das características de uma bomba centrífuga funcionando com diferentes velocidades de rotação ou de uma turbina hidráulica operando com altura de queda variável, será encontrada neste capítulo, durante a abordagem da teoria dos modelos ou semelhança entre máquinas e no emprego das grandezas referidas a valores unitários de algumas características das máquinas de fluxo.

As grandezas adimensionais, também aqui definidas, certamente representarão um grande auxílio para os novos projetistas, pelo acesso que permitem ao conhecimento já acumulado sobre o assunto e contido em publicações especializadas, independentemente do sistema de unidades utilizado, possibilitando uma primeira e segura orientação para o projeto de uma nova máquina.

5.1 Máquinas de fluxo semelhantes

Enquanto a construção de modelos reduzidos de máquinas de fluxo diminui o risco de uma execução errônea de máquinas de grande porte, a construção de modelos aumentados muitas vezes se faz necessária para facilitar as medições durante os ensaios. Uma condição, no entanto, torna-se indispensável para a completa validade da **teoria dos modelos** (*theory of models*). Os modelos, tanto aumentados como reduzidos, devem ser geométrica, cinemática e dinamicamente **semelhantes** às máquinas projetadas (Fig. 5.1).



PROTÓTIPO MODELO REDUZIDO

Fig. 5.1 Máquinas semelhantes, protótipo e modelo reduzido.

A **semelhança geométrica** (*geometrical similarity*) implica na proporcionalidade das dimensões lineares, igualdade de ângulos e nenhuma omissão ou adição de partes.

Ou seja, para que uma máquina de fluxo modelo (índice "m") seja geometricamente semelhante à máquina protótipo (índice "p") é necessário que:

$$\frac{D_{5p}}{D_{5m}} = \frac{b_{5p}}{b_{5m}} = \frac{D_{4p}}{D_{4m}} = k_G = \text{constante} \tag{5.1}$$

onde $\mathbf{k_G}$ é denominada escala geométrica ou **fator de escala** (*size ratio*), e que:

$$\beta_{4p} = \beta_{4m} \qquad \text{e} \qquad \beta_{5p} = \beta_{5m} \tag{5.2}$$

Já a **semelhança cinemática** (*kinematic similarity*) implica em que velocidades e acelerações, para pontos correspondentes, sejam vetores paralelos e possuam relação constante entre seus módulos, ou seja:

$$\frac{c_{m4p}}{c_{m4m}} = \frac{c_{u5p}}{c_{u5m}} = \frac{u_{5p}}{u_{5m}} = k_C = \text{constante} \tag{5.3}$$

onde $\mathbf{k_C}$ é denominada de **escala de velocidades** (*ratio of velocities*).

Para a obtenção da **semelhança dinâmica** (*dynamic similarity*), a condição é que tipos idênticos de forças sejam vetores paralelos e que a relação entre seus módulos seja constante para pontos correspondentes. Ou seja:

$$\frac{F_{\text{inércia p}}}{F_{\text{inércia m}}} = \frac{F_{\text{atrito p}}}{F_{\text{atrito m}}} = k_D = \text{constante} \tag{5.4}$$

onde $\mathbf{k_D}$ é denominada de **escala dinâmica** (*ratio of forces*).

A semelhança dinâmica pode ser provada formalmente e, com base na análise dimensional, conclui-se que duas máquinas serão dinamicamente semelhantes quando para as duas cumprirem-se, simultaneamente, a igualdade no número de Reynolds, do número de Mach, do número de Froude, do número de Weber e do número de Euler.

Para se evitar os inconvenientes do grande número de condições, estuda-se detidamente na teoria dos modelos, qual das forças (de viscosidade, de compressibilidade ou elástica, de gravidade, de tensão superficial ou em razão de um gradiente de pressões) é a preponderante no fenômeno que se quer estudar. Nas máquinas de fluxo, em geral, a igualdade do número de Reynolds é a condição mais importante para a semelhança dinâmica.

Entretanto, a igualdade do número de Reynolds e a semelhança geométrica de rugosidade, espessura e folgas nem sempre são realizáveis, o que traz uma influência sobre o rendimento, denominada de **efeito de escala** (*size effect*). Em conseqüência, a experiência com modelos não permite prever, com precisão, o rendimento do protótipo. Na prática, são empregadas fórmulas empíricas de correção, que permitem passar

do rendimento do modelo ao rendimento do protótipo, levando em consideração o efeito de escala. Entre estas, pode-se citar:

A Fórmula de Moody, segundo Stepanoff,[1] para **bombas**:

$$\frac{1-\eta_{tp}}{1-\eta_{tm}} = \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^{1/4} \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{1/10} \tag{5.5}$$

onde:
η_{tp} = rendimento total ótimo do protótipo;
η_{tm} = rendimento total ótimo do modelo;
D_m = diâmetro característico do rotor do modelo, normalmente, D_5, para rotores radiais, e D_e, para rotores axiais;
D_p = diâmetro característico do rotor do protótipo;
H_m = altura de elevação do modelo;
H_p = altura de elevação do protótipo.

No caso em que $H_p = H_m$, vem:

$$\frac{1-\eta_{tp}}{1-\eta_{tm}} = \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^{1/4} \tag{5.6}$$

A Fórmula de Hutton, de acordo com a NB-580,[2] para **turbinas Hélice** (*propeller*) **e Kaplan**:

$$\frac{1-\eta_{tp}}{1-\eta_{tm}} = 0{,}3 + 0{,}7\left(\frac{R_{em}}{R_{ep}}\right)^{1,5} \tag{5.7}$$

onde:
R_{em} = número de Reynolds do modelo;
R_{ep} = número de Reynolds do protótipo;
com o número de Reynolds sendo definido como:

[1] STEPANOFF, A. J. *Centrifugal and axial pumps.*
[2] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Recepção em modelos de turbinas hidráulicas:* NB-580.

$$R_e = \frac{D}{\nu} \sqrt{2\, g\, H_n} \tag{5.8}$$

onde:

R_e = número de Reynolds, adimensional;
D = diâmetro característico do rotor da turbina, normalmente, D_e, em m;
ν = viscosidade cinemática do fluido, em m^2/s;
g = aceleração da gravidade do local da instalação, em m/s^2;
H_n = altura de queda nominal ou de projeto, em m.

A Fórmula de Moody, segundo a NB-580,[3] para **turbinas do tipo Francis**:

$$\frac{1 - \eta_{tp}}{1 - \eta_{tm}} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{1/5} \tag{5.9}$$

onde:

D_m = diâmetro característico do rotor do modelo, normalmente, D_4;
D_p = diâmetro característico do rotor do protótipo.

Para **turbinas Pelton**, onde o efeito de escala não é considerado, a NB-580[4] indica:

$$\eta_{tp} = \eta_{tm} \tag{5.10}$$

A Fórmula de Ackeret, de acordo com a AMCA Standard,[5] para **ventiladores**:

$$\frac{1 - \eta_{ep}}{1 - \eta_{em}} = 0{,}5 + 0{,}5 \left(\frac{R_{em}}{R_{ep}} \right)^{0,2} \tag{5.11}$$

---

[3] Ibidem.
[4] Ibidem.
[5] ANCA Standard. *Test code for air moving devices.*

onde:
η_{ep} = rendimento estático ótimo do protótipo;
η_{em} = rendimento estático ótimo do modelo;
R_{em} = número de Reynolds do modelo;
R_{ep} = número de Reynolds do protótipo.

Para os ventiladores, costuma-se definir o **número de Reynolds** (*Reynolds Number*) como:

$$R_e = \frac{\pi \, n \, D^2}{\nu} \tag{5.12}$$

onde:
n = velocidade de rotação do ventilador, em rps;
D = diâmetro característico do rotor do ventilador, normalmente D_5, para ventiladores radiais, e, D_e, para ventiladores axiais, em m;
ν = **viscosidade cinemática** (*kinematic viscosity*) do fluido de trabalho, em m^2/s.

Logo, nos casos de velocidade de rotação e viscosidade do fluido iguais para modelo e protótipo, a equação (5.11) reduz-se a:

$$\frac{1 - \eta_{ep}}{1 - \eta_{em}} = 0{,}5 + 0{,}5\left(\frac{D_m}{D_p}\right)^{0,4} \tag{5.13}$$

As fórmulas de correção citadas, embora exista a dificuldade de serem feitas medidas precisas nos grandes protótipos, apresentam resultados bastante satisfatórios nas aplicações práticas.

5.2 Grandezas unitárias

Para a obtenção das **grandezas unitárias** (*unit characteristics*), serão utilizadas as leis aproximadas de semelhança, que ignoram a semelhança dinâmica e requerem, como condição, apenas a semelhança geométrica e cinemática, supondo, ainda, a igualdade de rendimentos entre as máquinas semelhantes.

Seja uma máquina de fluxo geradora com os seguintes valores de projeto:

n = velocidade de rotação, em rps;
Y = salto energético específico da máquina, em J/kg;
Q = vazão fornecida pela máquina, em m^3/s;
D = diâmetro característico do rotor da máquina, em m;
P_e = potência consumida no eixo da máquina, em W;
c_m = componente meridiana da velocidade absoluta da corrente fluida para o diâmetro D;
c_u = componente tangencial da velocidade absoluta da corrente fluida para o diâmetro D;
u = velocidade tangencial do rotor, para o diâmetro D.

Fazendo-se variar a velocidade de rotação desta máquina até atingir um valor determinado **n'**, como os ângulos se mantêm constantes, os triângulos de velocidades são semelhantes e os módulos das velocidades guardam a mesma relação de proporcionalidade (item 5.1). Ou seja, a escala de velocidades $\mathbf{k_C}$ mantém-se constante:

$$\frac{u'}{u} = \frac{c'_u}{c_u} = \frac{c'_m}{c_m} = k_C \qquad (5.14)$$

onde os valores $\mathbf{u'}$, $\mathbf{c'_u}$ e $\mathbf{c'_m}$ correspondem à nova rotação, **n'**.

Logo, utilizando a equação fundamental simplificada das máquinas de fluxo geradoras e considerando o rendimento hidráulico constante, pode-se escrever:

$$Y = \eta_h \, u \, c_u \qquad \text{e} \qquad Y' = \eta_h \, u' \, c'_u$$

onde Y' é o salto energético específico correspondente à velocidade de rotação **n'**.

Dividindo membro a membro as expressões anteriores, vem:

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{u \; c_u}{u' \; c'_u} \quad \therefore \quad \frac{Y}{Y'} = \frac{1}{k_C^2} \qquad (5.15)$$

Tomando por base a equação (5.14), tem-se:

$$k_C = \frac{u'}{u} = \frac{\pi D' n'}{\pi D n} = \frac{n'}{n} \tag{5.16}$$

uma vez que, por se tratar da mesma máquina, $\mathbf{D'} = \mathbf{D}$.

Substituindo o valor de $\mathbf{k_C}$ da equação (5.16) na equação (5.15), chega-se a:

$$\frac{Y}{Y'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \tag{5.17}$$

Pela definição da vazão, para uma seção genérica da máquina, pode-se escrever, supondo constante o rendimento volumétrico:

$$Q = \eta_v \frac{\pi D^2}{4} c_m \qquad \text{e} \qquad Q' = \eta_v \frac{\pi D'^2}{4} c'_m$$

onde $\mathbf{Q'}$ é a vazão recalcada pela máquina quando gira com a velocidade $\mathbf{n'}$.

Dividindo, membro a membro, as equações anteriores, tem-se:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{c_m}{c'_m} = \frac{1}{k_C} \quad \therefore \quad \frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \tag{5.18}$$

Considerando rendimento total e massa específica do fluido de trabalho constantes, pode-se escrever para as potências no eixo:

$$P_e = \frac{\rho\, Q\, Y}{\eta_t} \qquad \text{e} \qquad P'_e = \frac{\rho\, Q'\, Y'}{\eta_t} \qquad \therefore \qquad \frac{P_e}{P'_e} = \frac{Q}{Q'}\,\frac{Y}{Y'}$$

Levando-se a esta última equação os valores de (5.17) e (5.18), chega-se a:

$$\frac{P_e}{P'_e} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \tag{5.19}$$

onde $\mathbf{P_e'}$ corresponde à potência consumida no eixo para uma velocidade de rotação **n'**.

Já que, neste caso, $\mathbf{D'=D}$, as equações (5.17), (5.18) e (5.19) representam as **leis de variação** (*similarity laws*), para uma mesma máquina, do salto energético específico, da vazão e da potência no eixo, em função de uma variação da velocidade de rotação. E, apesar de terem sido determinadas para uma máquina geradora, são perfeitamente válidas também para máquinas de fluxo motoras, como poderia ser demonstrado.

No caso particular em que $\mathbf{Y'=Y_1=1\ J/kg}$ por meio das equações (5.17), (5.18) e (5.19), chega-se às equações das grandezas unitárias no Sistema Internacional de Unidades:

$$n_1=\frac{n}{Y^{1/2}};\qquad Q_1=\frac{Q}{Y^{1/2}};\qquad P_{e1}=\frac{P_e}{Y^{3/2}} \tag{5.20}$$

onde:

n_1 = **velocidade de rotação unitária** (*unit speed*), em $kg^{1/2}/J^{1/2}\ s$;
Q_1 = **vazão unitária** (*unit capacity*), em $m^3\ kg^{1/2}/J^{1/2}\ s$;
P_{e1} = **potência no eixo unitária** (*unit brake horsepower*), em $W\ kg^{3/2}/J^{3/2}$.

No Sistema Técnico de Unidades, para H_1 = 1 m, tem-se:

$$n_1=\frac{n}{H^{1/2}};\qquad Q_1=\frac{Q}{H^{1/2}};\qquad P_{e1}=\frac{P_e}{H^{3/2}} \tag{5.21}$$

onde:

n_1 = velocidade de rotação unitária, em $1/m^{1/2}$ min;
Q_1 = vazão unitária, em $m^3/\ m^{1/2}$ s;
P_{e1} = potência no eixo unitária, em $CV/m^{3/2}$;
n = velocidade de rotação, em rpm;
H = altura de elevação, para bombas, ou altura de queda, para turbinas, em m.
Q = vazão, em m^3/s;
P_e = potência no eixo, em CV.

As equações (5.21) nos dão a lei de variação da rotação, vazão e potência no eixo de uma turbina hidráulica posta para trabalhar em queda variável, sem qualquer dispositivo de regulagem, já que, como suas dimensões permanecem inalteradas, as grandezas unitárias mantêm-se constantes para os diversos valores da altura de queda. É como se tratassem de máquinas semelhantes para as quais o fator de escala $\mathbf{k_G = 1}$.

Sem alterar as dimensões da máquina considerada, chegou-se às equações (5.20) simplesmente fazendo-se variar a sua velocidade de rotação até que se atingisse um valor do salto energético específico $\mathbf{Y_1 = 1\ J/kg}$. Com base nesta situação, procura-se construir uma máquina geometricamente semelhante, com um diâmetro característico do rotor $\mathbf{D_{11} = 1\ m}$, mantendo-se o salto energético específico constante. As grandezas correspondentes a este tipo particular de máquina, às quais se atribuirá a designação de **grandezas biunitárias**, constituem-se em valores característicos para uma série de máquinas de fluxo semelhantes.

De acordo com a equação fundamental simplificada das máquinas de fluxo, o salto energético específico $\mathbf{Y_1 = 1\ J/kg}$ pode ser mantido constante, considerando-se também constante o rendimento hidráulico e supondo-se $\mathbf{u_{11} = u_1}$ e $\mathbf{c_{u11} = c_{u1}}$. Como conseqüência da semelhança cinemática, também se tem $\mathbf{c_{m11} = c_{m1}}$. Logo, para $\mathbf{Y_{11} = Y_1 = 1\ J/kg}$ e $\mathbf{D_{11} = 1\ m}$, vem:

$$u_1 = u_{11} \quad \therefore \quad \pi\, D_1\, n_1 = \pi\, D_{11}\, n_{11} \quad \therefore \quad n_{11} = D_1\, n_1$$

$$\text{Como} \quad D_1 = D \quad \text{e} \quad n_1 = \frac{n}{Y^{1/2}} \quad \text{, vem:} \qquad n_{11} = \frac{n\,D}{Y^{1/2}} \qquad (5.22)$$

onde:

n_{11} = velocidade de rotação biunitária, no Sistema Internacional de Unidades, em $kg^{1/2}\ m/J^{1/2}\ s$;

n = velocidade de rotação da máquina considerada, em rps ou Hz;

D = diâmetro característico do rotor da máquina considerada, em geral, D_4, para rotores radiais de máquinas motoras, D_5, para rotores radiais de máquinas geradoras, ou D_e, para rotores axiais, em m;

Y = salto energético da máquina considerada, em J/kg.

Para o Sistema Técnico de Unidades, obtém-se:

$$n_{11} = \frac{n\,D}{H^{1/2}} \tag{5.23}$$

onde:
n_{11} = velocidade de rotação biunitária, em $m^{1/2}/min$;
n = velocidade de rotação da máquina considerada, em rpm;
D = diâmetro característico do rotor da máquina considerada, em m;
H = altura de queda, para máquinas motoras, ou altura de elevação, para máquinas geradoras, em m.

Considerando também a igualdade do rendimento volumétrico, pode-se escrever:

$$Q_1 = \eta_v \frac{\pi D_1^2}{4} c_{m1} \quad e \quad Q_{11} = \eta_v \frac{\pi D_{11}^2}{4} c_{m11} \quad \therefore \quad \frac{Q_{11}}{Q_1} = \frac{1}{D^2}$$

Como, pelas equações (5.20), $Q_1 = \dfrac{Q}{Y^{1/2}}$, vem:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\,Y^{1/2}} \tag{5.24}$$

onde:
Q_{11} = vazão biunitária, no Sistema Internacional, em $m\,kg^{1/2}/J^{1/2}\,s$;
Q = vazão da máquina considerada, em m^3/s.

Ou, no Sistema Técnico de Unidades:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\,H^{1/2}} \tag{5.25}$$

onde:
Q_{11} = vazão biunitária, em $m^{1/2}/s$;
Q = vazão da máquina considerada, em m^3/s.

Finalmente, considerando as fórmulas para o cálculo das potências no eixo, com rendimento total e massa específica do fluido de trabalho iguais:

$$P_{e1} = \frac{\rho\, Q_1\, Y_1}{\eta_t} \quad \text{e} \quad P_{e11} = \frac{\rho\, Q_{11}\, Y_{11}}{\eta_t} \quad \therefore \quad P_{e11} = P_{e1}\,\frac{Q_{11}}{Q_1}$$

Levando, nesta última expressão, os valores de P_{e1}, Q_{11} e Q_1 das equações (5.20) e (5.24), tem-se:

$$P_{e11} = \frac{P_e}{D^2\, Y^{3/2}} \tag{5.26}$$

onde:

P_{e11} = potência no eixo biunitária, no Sistema Internacional, em $W\ kg^{3/2}/m^2\ J^{3/2}$;

P_e = potência no eixo da máquina considerada, em W.

Ou, no Sistema Técnico de Unidades:

$$P_{e11} = \frac{P_e}{D^2\, H^{3/2}} \tag{5.27}$$

onde.

P_{e11} = potência no eixo biunitária, em $CV/m^{5/2}$;

P_e = potência no eixo da máquina considerada, em CV.

As equações (5.26) e (5.27) foram determinadas para massa específico ou peso específico do fluido invariáveis. Se houver variação destes valores (máquinas de fluxo semelhantes trabalhando com fluidos diferentes, por exemplo), recomenda-se a utilização das seguintes expressões para o Sistema Internacional e para o Sistema Técnico de Unidades, respectivamente:

$$P_{e11} = \frac{P_e}{\rho\, D^2\, Y^{3/2}} \quad \text{e} \quad P_{e11} = \frac{P_e}{\gamma D^2\, H^{3/2}} \tag{5.28}$$

onde:

ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3;

γ = **peso específico** (*specific weight*) do fluido de trabalho, em kgf/m^3.

Com base nesta análise, pode-se concluir que **as grandezas biunitárias**, supondo rendimentos constantes, **são iguais para máquinas de fluxo semelhantes.** Isto permite o seu uso na transposição de valores entre um modelo e a máquina em tamanho real (protótipo), já que, por serem semelhantes, possuem os mesmos valores para as grandezas biunitárias. Em virtude do **efeito de escala** (*size effect*), a correção do rendimento, quando necessária, será efetuada pela utilização das fórmulas apresentadas no item 5.1.

Diante do exposto, pode-se escrever para máquinas de fluxo geometricamente semelhantes com rendimentos iguais:

$$n_{11} = \frac{n\,D}{Y^{1/2}} \quad \therefore \quad Y^{1/2} = \frac{1}{n_{11}}\,n\,D \quad \therefore \quad Y = \left(\frac{1}{n_{11}}\right)^2 n^2\,D^2$$

Considerando-se $\left(\frac{1}{n_{11}}\right)^2 = k_Y = \text{constante}$, vem:

$$Y = k_Y\,n^2\,D^2 \tag{5.29}$$

Da equação (5.24), pode-se deduzir:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\,Y^{1/2}} \quad \therefore \quad Q = Q_{11}\,Y^{1/2}\,D^2 \quad \therefore \quad Q = \frac{Q_{11}}{n_{11}}\,n\,D^3$$

Fazendo $\frac{Q_{11}}{n_{11}} = k_Q = \text{constante}$, vem:

$$Q = k_Q\,n\,D^3 \tag{5.30}$$

E, da equação (5.28):

$$P_{e11} = \frac{P_e}{\rho\,D^2\,Y^{3/2}} \quad \therefore \quad P_e = \rho\,P_{e11}\,Y^{3/2}\,D^2 \quad \therefore$$

$$P_e = \frac{P_{e11}}{n_{11}^3}\,\rho\,n^3\,D^5$$

Tomando-se $\dfrac{P_{e11}}{n_{11}^3} = k_P =$ constante, pode-se escrever:

$$P_e = k_P \; \rho \, n^3 \, D^5 \qquad (5.31)$$

As equações (5.29), (5.30) e (5.31), embora válidas para todas as máquinas de fluxo, representam as chamadas **leis de semelhança dos ventiladores** (*fan laws*), pois permitem prever a variação do comportamento da máquina com base nas suas dimensões, na sua rotação ou na massa específica do fluido de trabalho.

5.3 Velocidade de rotação específica

Pelo mesmo procedimento com que se obteve grandezas biunitárias correspondentes a $\mathbf{Y_{11} = 1\ J/kg}$ e $\mathbf{D_{11} = 1\ m}$, pode-se chegar a um outro número característico, também constante para máquinas de fluxo semelhantes, só que relacionado com um salto energético específico $\mathbf{Y_q = 1\ J/kg}$ e com uma vazão $\mathbf{Q_q = 1\ m^3/s}$.

Como o salto energético específico permanece constante e igual a **1 J/kg**, é possível considerar, $\mathbf{u_q = u_1}$, $\mathbf{c_{uq} = c_{u1}}$ e $\mathbf{c_{mq} = c_{m1}}$.

Pela fórmula da vazão, pode-se escrever:

$$Q_1 = \frac{\pi \, D_1^2}{4} c_{m1} \quad e \quad Q_q = \frac{\pi \, D_q^2}{4} c_{mq} \quad \therefore \quad Q_1 = \frac{D_1^2}{D_q^2} \qquad (5.32)$$

Por outro lado, tem-se:

$$u_q = u_1 \quad \therefore \quad \pi \, D_q \, n_q = \pi \, D_1 \, n_1 \quad \therefore \quad \frac{D_1}{D_q} = \frac{n_q}{n_1}$$

Levando esta relação na equação (5.32), fica-se com:

$$Q_1 = \frac{n_q^2}{n_1^2} \quad \therefore \quad n_q = n_1 \, Q_1^{1/2}$$

Substituindo $\mathbf{n_1}$ e $\mathbf{Q_1}$ por seus valores nas equações (5.20), chega-se a:

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \tag{5.33}$$

Esta equação expressa a denominada **velocidade de rotação específica** (*specific speed*) ou **coeficiente de forma** do rotor. Ela é adimensional, ou seja, seu valor numérico, que se mantém constante para máquinas de fluxo semelhantes, independe do sistema de unidades usado no cálculo. Como o valor calculado pela equação (5.33) é muito pequeno, costuma-se multiplicá-lo por 10^3, conforme sugere Addison.[6] Ou seja:

$$n_{qA} = 10^3 \, n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \tag{5.34}$$

onde:

n_{qA} = velocidade de rotação específica ou coeficiente de forma do rotor segundo Addison, adimensional;
n = velocidade de rotação da máquina, em rps (Hz);
Q = vazão da máquina, em m^3/s;
Y = salto energético específico, em J/kg.

Pode-se, então, definir a **velocidade de rotação específica** (*specific speed*) como a velocidade de rotação de uma máquina de fluxo geometricamente semelhante à considerada, mas dimensionada para um salto energético específico de **1 J/kg** e uma vazão de **1 m³/s**.

Os valores de **n**, **Q** e **Y**, utilizados para o cálculo de $\mathbf{n_{qA}}$, correspondem ao ponto de projeto (melhor rendimento). No caso de máquinas de vários estágios (rotores em série) o **Y** utilizado corresponde ao salto energético específico de cada rotor, enquanto, no caso de rotor com dupla sucção, a vazão, **Q,** utilizada no cálculo, será a correspondente a um dos lados da sucção (normalmente, a metade da vazão que passa pelo rotor).

A velocidade de rotação específica está associada à forma e às proporções dos rotores de máquinas de fluxo e o seu valor, além de servir de base para caracterizar séries de maquinas geometricamente semelhantes em catálogos de fabricantes, é um elemento fundamental para a seleção do tipo de máquina mais adequado à determinada situação. Isto

[6] ADDISON, H., *Centrifugal and other rotodynamic pumps.*

porque, com base em ensaios de modelos, pesquisadores e fabricantes determinaram faixas de valores de $\mathbf{n_{qA}}$ para as quais os diversos tipos de máquinas possuem o seu melhor rendimento.

Estas faixas, já inserindo os valores correspondentes a algumas máquinas de deslocamento positivo, para efeito de comparação, são as seguintes:

Quadro 5.1 Valores de n_{qA} indicados para diferentes tipos de máquinas de fluido.

para turbina hidráulica do tipo Pelton	n_{qA} = 5 a 70
para turbina hidráulica do tipo Francis lenta	n_{qA} = 50 a 120
para turbina hidráulica do tipo Francis normal	n_{qA} = 120 a 200
para turbina hidráulica do tipo Francis rápida	n_{qA} = 200 a 320
para turbina hidráulica do tipo Michell-Banki	n_{qA} = 30 a 210
para turbina hidráulica do tipo Dériaz	n_{qA} = 200 a 450
para turbina hidráulica do tipo Kaplan e Hélice	n_{qA} = 300 a 1000
para turbina a vapor e a gás com admissão parcial	n_{qA} = 6 a 30
para turbina a vapor e a gás com admissão total	n_{qA} = 30 a 300
para bomba de deslocamento positivo	n_{qA} < 30
para bomba centrífuga	n_{qA} = 30 a 250
para bomba semi-axial ou de fluxo misto	n_{qA} = 250 a 450
para bombas axial	n_{qA} = 450 a 1000
para compressor de deslocamento positivo	n_{qA} < 20
para ventilador e turbocompressor centrífugo	n_{qA} = 20 a 330
para ventilador e turbocompressor axial	n_{qA} = 330 a 1800

Para facilitar, ainda mais, a seleção da máquina mais adequada para determinada aplicação, alguns autores apresentam gráficos com a velocidade de rotação específica associada a outros parâmetros característicos da máquina. A empresa Ossberger, da Alemanha, fabricante de turbinas hidráulicas Michell-Banki, por exemplo, apresenta um gráfico (Fig. 5.2) em que aparece as faixas mais indicadas para diferentes tipos de turbinas, em função da velocidade de rotação específica e da altura de queda da instalação. Já, na obra de Quintela,[7] um gráfico do *Bureau*

[7] QUINTELA, A. C. *Hidráulica.*

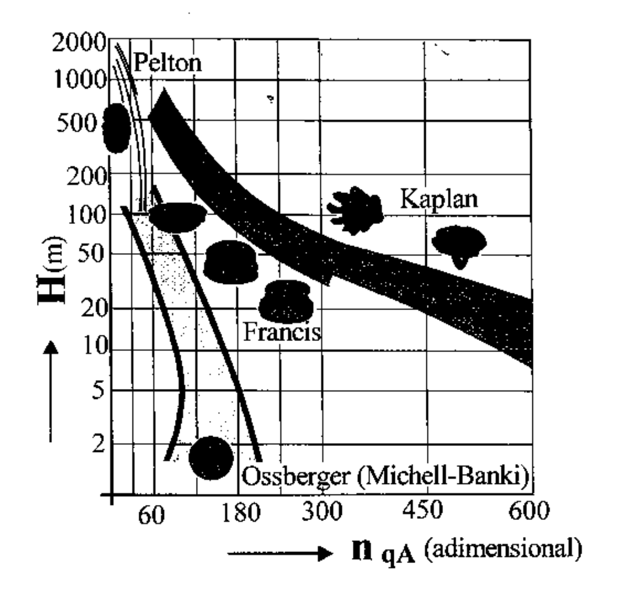


Fig. 5.2 Gráfico para seleção de turbinas hidráulicas (Fonte: Ossberger).

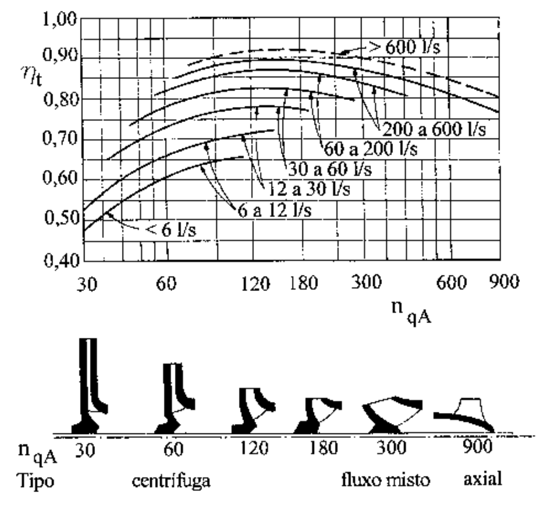


Fig. 5.3 Gráfico de $\eta_t = f(n_{qA})$ para diferentes tipos de bombas e para diversas faixas de vazões (Fonte: *Bureau of Reclamation*/USA).

of Reclamation/USA (Fig. 5.3) apresenta os diferentes tipos e rendimentos de bombas em função da vazão e da velocidade de rotação específica.

Embora adimensional, o que facilitaria as operações comerciais entre países de unidades distintas, a definição de velocidade de rotação específica representada pela equação (5.34) ainda não obteve aceitação geral.

Na Europa, para turbinas hidráulicas, é muito utilizada a seguinte expressão para a velocidade de rotação específica, indicando, entre parênteses, a unidade utilizada para cada grandeza:

$$n_s = \frac{n\,(\text{rpm})\,\left[P_e\,(\text{CV})\right]^{1/2}}{\left[H\,(\text{m})\right]^{5/4}} \tag{5.35}$$

onde:

n_s = velocidade de rotação específica;
n = velocidade de rotação da turbina hidráulica;
P_e = potência obtida no eixo da turbina;
H = altura de queda a que está submetida a turbina.

Este conceito tem o inconveniente de somente permitir comparar máquinas que trabalhem com o mesmo fluido e de mesmo rendimento. Desta maneira, considerando o peso específico da água igual a **1000 kgf/m³** e um rendimento da turbina hidráulica igual a **93%**, pode-se escrever:

$$n_s = 1{,}17\ n_{qA} \tag{5.36}$$

Na Europa, para as máquinas de fluxo em geral, é muito utilizada a seguinte expressão para a velocidade de rotação específica:

$$n_q = \frac{n\,(\text{rpm})\,\left[Q\,(\text{m}^3/\text{s})\right]^{1/2}}{\left[H\,(\text{m})\right]^{3/4}} = \frac{n_{qA}}{3} \tag{5.37}$$

onde:

n_q = velocidade de rotação específica;
Q = vazão da máquina;
H = altura de elevação (máquinas geradoras) ou de queda (máquinas motoras).

Nos Estados Unidos da América são utilizadas as seguintes expressões para a velocidade de rotação específica:

– para **bombas**:

$$n_s = \frac{n\,(rpm)\,[Q\,(gpm)]^{1/2}}{[H\,(ft)]^{3/4}} = 17{,}313\ n_{qA} \tag{5.38}$$

– para **ventiladores**:

$$n_s = \frac{n\,(rpm)\,[Q\,(cfm)]^{1/2}}{[\Delta p_t\ (in\ water)]^{3/4}} = 151{,}139\ n_{qA} \tag{5.39}$$

– para **turbinas hidráulicas**:

$$n_s = \frac{n\,(rpm)\,[P_e\ (HP)]^{1/2}}{[H\,(ft)]^{5/4}} = 0{,}263\ n_{qA}\ (\text{para } \eta_t = 93\%) \tag{5.40}$$

5.4 Coeficientes adimensionais

Extremamente útil para o estudo e a classificação das máquinas de fluxo é a utilização dos chamados **coeficientes adimensionais** (*dimensionless coefficients*), que englobam em expressões homogêneas as variáveis mais importantes para a análise de um determinado tipo de situação. Entre estes, podem ser citados o coeficiente de pressão e o coeficiente de vazão.

O **coeficiente de pressão** (*pressure coefficient* ou *head coefficient*) pode ser definido como a relação entre o salto energético específico e a energia específica correspondente à velocidade tangencial do rotor. Ou seja:

$$\Psi = \frac{Y}{u^2/2} \qquad \therefore \qquad \Psi = \frac{2\,Y}{u^2} \tag{5.41}$$

onde:

Ψ = coeficiente de pressão, adimensional;

Y = salto energético específico, em J/kg;

u = velocidade tangencial do rotor, normalmente, calculada para o diâmetro, D_4, para máquinas motoras radiais, D_5, para máquinas geradoras radiais, e, D_e, para máquinas axiais, em m/s.

Chama-se **coeficiente de vazão** (*capacity coefficient* ou *volume coefficient*) a relação entre a vazão da máquina e uma vazão fictícia, obtida pelo produto de uma seção fixada do rotor pela velocidade tangencial para esta seção.

$$\Phi = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4} u} \quad \therefore \quad \Phi = \frac{4\,Q}{\pi D^2 u} \qquad (5.42)$$

onde:

Φ = coeficiente de vazão, adimensional;

Q = vazão da máquina, em m^3/s;

D = diâmetro característico do rotor, geralmente, D_4 para máquinas de fluxo motoras radiais, D_5 para máquinas de fluxo geradoras radiais e D_e para máquinas axiais, em m;

u = velocidade tangencial do rotor, correspondente ao diâmetro característico, em m/s.

A semelhança entre duas ou mais máquinas de fluxo pode ser obtida pela igualdade de três coeficientes adimensionais, o de pressão, o de vazão e o número de Mach (para fluidos compressíveis) ou o coeficiente de Thoma (para líquidos), que serão definidos no capítulo sobre cavitação e choque sônico. Entre os coeficientes de pressão e vazão e a velocidade de rotação específica, pode ser estabelecida a seguinte relação:

$$n_{qA} = 474\,\frac{\Phi^{1/2}}{\Psi^{3/4}} \qquad (5.43)$$

Com base em publicações especializadas sobre o assunto, alguns valores típicos para o coeficiente de pressão de máquinas de fluxo são apresentados a seguir:

- Para **turbinas a vapor e a gás** axiais de admissão total:
  - com $\mathbf{n_{qA} = 60}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 4{,}0}$;
  - com $\mathbf{n_{qA} = 190}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 1{,}7}$.

- Para **turbinas hidráulicas**:
  - Pelton com $\mathbf{n_{qA} = 19}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 4{,}0}$;
  - Francis com $\mathbf{n_{qA} = 50}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 2{,}6}$;
  - Francis com $\mathbf{n_{qA} = 200}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 1{,}4}$;
  - Kaplan com $\mathbf{n_{qA} = 500}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 0{,}5}$.

- Para **bombas**:
  - centrífugas com $\mathbf{n_{qA} = 40}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 1{,}1}$;
  - centrífugas com $\mathbf{n_{qA} = 200}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 0{,}9}$;
  - de fluxo misto com $\mathbf{n_{qA} = 450}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 0{,}5}$;
  - axiais com $\mathbf{n_{qA} = 980}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 0{,}2}$.

- Para **ventiladores e turbocompressores**:
  - centrífugos do tipo Siroco com $\mathbf{n_{qA} = 200}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 2{,}0}$;
  - centrífugos com $\mathbf{n_{qA} = 50}$ ($\beta_5 \cong 90°$) ⇒ $\mathbf{\Psi = 1{,}2}$;
  - centrífugos com $\mathbf{n_{qA} = 220}$ ($\beta_5 \cong 30°$) ⇒ $\mathbf{\Psi = 0{,}9}$;
  - axiais com $\mathbf{n_{qA} = 500}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 0{,}5}$;
  - axiais com $\mathbf{n_{qA} = 1000}$ ⇒ $\mathbf{\Psi = 0{,}2}$.

Além dos coeficientes de pressão e vazão, são também muito utilizados, principalmente para uma primeira orientação no projeto de máquinas de fluxo, os chamados **coeficientes de velocidade** (*speed coefficients*).

O coeficiente adimensional de uma velocidade qualquer (absoluta, relativa, tangencial, componente tangencial da velocidade absoluta, etc.) define-se como a relação adimensional entre a velocidade respectiva e uma velocidade fictícia, de valor igual a $\sqrt{2\,Y}$ ou $\sqrt{2\,g\,H}$. Os coeficientes de velocidade serão representados pelo símbolo **K**, tendo como subscrito o símbolo da velocidade correspondente. Como exemplos, citam-se:

a) Coeficiente de velocidade absoluta na entrada do rotor de uma turbina hidráulica:

$$K_{c_4} = \frac{c_4}{\sqrt{2\,Y}} = \frac{c_4}{\sqrt{2\,g\,H}} \tag{5.44}$$

b) Coeficiente de velocidade tangencial na saída do rotor de uma bomba centrífuga:

$$K_{u_5} = \frac{u_5}{\sqrt{2\,Y}} = \frac{u_5}{\sqrt{2\,g\,H}} \tag{5.45}$$

c) Coeficiente de velocidade meridiana na saída do rotor de uma bomba centrífuga:

$$K_{c_{m5}} = \frac{c_{m_5}}{\sqrt{2\,Y}} = \frac{c_{m_5}}{\sqrt{2\,g\,H}} \tag{5.46}$$

5.5 Exercícios resolvidos

1. Deseja-se projetar uma bomba centrífuga para recalcar 73,5 m^3/h de água a uma altura de 126 m, sendo acionada diretamente por um motor de 3600 rpm. Sabe-se que para esta vazão o melhor rendimento da bomba verifica-se para $n_{qA} = 116$. Valores para predimensionamento de rotores centrífugos indicam para esta velocidade de rotação específica $\Psi = 0{,}96$ e $K_{cm5} = 0{,}14$. Considerando $\eta_v = 1{,}0$ e desprezando a espessura das pás, calcular:
   a) o número de estágios que deverá possuir a bomba;
   b) o coeficiente de vazão da bomba;
   c) o diâmetro de saída do rotor;
   d) a largura de saída do rotor da bomba.

SOLUÇÃO:

$$Q = 73{,}5\ m^3/h = 0{,}0204\ m^3/s$$

$$n = 3600\ rpm = 60\ rps$$

$$Y = g\ .\ H = 9{,}81\ .\ 126 = 1236{,}06\ J/kg$$

Baseado na equação (5.34), obtém-se:

$$Y_{estágio} = \left(\frac{10^3.n.Q^{1/2}}{n_{qA}} \right)^{4/3} = \left(\frac{10^3.60.0{,}0204^{1/2}}{116} \right)^{4/3} = 310 \text{ J/kg} \quad \therefore$$

$$H_{estágio} = \frac{310}{9{,}81} = 31{,}6 \text{ m}$$

Este será o valor do salto energético específico, por estágio, para o qual a bomba apresentará o melhor rendimento. Logo, sendo $Y = 1236{,}06$ J/kg o salto energético total a ser desenvolvido pela bomba, pode-se determinar o número de estágios, "i", que ela deverá possuir. Ou seja:

$$i = \frac{Y}{Y_{estágio}} = \frac{1236{,}06}{310} \cong 4 \text{ estágios} \quad (\text{Resposta a})$$

Da equação (5.41), vem:

$$u_5 = \sqrt{\frac{2 \,.\, Y_{estágio}}{\Psi}} = \sqrt{\frac{2 \,.\, 310}{0{,}96}} = 25{,}41 \text{ m/s} \quad \therefore$$

$$u_5 = \pi \,.\, D_5 \,.\, n \quad \therefore \quad D_5 = \frac{u_5}{\pi . n} = \frac{25{,}41}{\pi . 60} = 0{,}135 \text{ m} \quad (\text{Resposta c})$$

Pela equação (5.42):

$$\Phi = \frac{4 \,.\, Q}{\pi \,.\, D_5^2 \,.\, u_5} = \frac{4 \,.\, 0{,}0204}{\pi \,.\, 0{,}135^2 \,.\, 25{,}41} = 0{,}056 \quad (\text{Resposta b})$$

A equação (5.46) estabelece:

$$K_{cm5} = \frac{c_{m5}}{\sqrt{2.Y}} \quad \therefore \quad c_{m5} = K_{cm5} \sqrt{2.Y_{estágio}} = 0{,}14\sqrt{2.310} = 3{,}49 \text{ m/s}$$

Pela equação da continuidade, aplicada aos rotores de máquinas de fluxo radiais:

$$b_5 = \frac{Q}{\pi.D_5.c_{m5}.\eta_v} = \frac{0{,}0204}{\pi.0{,}135.3{,}\ 49.1{,}0} \quad \therefore$$

$$b_5 = 0{,}014 \text{ m} = 14 \text{ mm} \qquad (\text{Resposta d})$$

2. Um ventilador que trabalha com ar de massa específica $\rho = 1{,}2\ kg/m^3$, apresenta as seguintes características: $n = 3600$ rpm; $Q = 2{,}69\ m^3/s$; $\Delta p_t = 960$ Pa e $\eta_t = 0{,}76$. Fazendo este ventilador funcionar com uma velocidade de rotação de 1750 rpm e considerando o rendimento total como invariável com a mudança de rotação, determinar:
 a) a vazão fornecida pelo ventilador para 1750 rpm;
 b) a diferença de pressão total produzida para 1750 rpm;
 c) a potência consumida no eixo a 3600 rpm;
 d) a potência consumida no eixo a 1750 rpm;
 e) o tipo de ventilador em questão.

SOLUÇÃO:

Pela equação (5.18), tem-se:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad \therefore \quad Q' = Q\,\frac{n'}{n} = 2{,}69\,\frac{1750}{3600} = 1{,}31\ m^3/s \quad \text{(Resposta a)}$$

A equação (5.17) permite escrever:

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{\Delta p_t / \rho}{\Delta p'_t / \rho} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad \therefore$$

$$\Delta p'_t = \Delta p_t \left(\frac{n'}{n}\right)^2 = 960\left(\frac{1750}{3600}\right)^2 = 226{,}85\ \text{Pa} \quad \text{(Resposta b)}$$

$$Y = \frac{\Delta p_t}{\rho} = \frac{960}{1{,}2} = 800\ \text{J/kg}$$

$$P_e = \frac{\rho . Q . Y}{\eta_t} = \frac{1{,}2 . 2{,}69 . 960}{0{,}76} = 3398\ \text{W} \cong 3{,}4\ \text{kW} \quad \text{(Resposta c)}$$

Como o rendimento total permanece invariável com a mudança de rotação, para calcular a potência no eixo para 1750 rpm pode-se aplicar novamente a equação anterior, com os valores Q' e Y' ou então utilizar a equação (5.19):

$$P'_e = P_e\left(\frac{n'}{n}\right)^3 = 3398\left(\frac{1750}{3600}\right)^3 = 390\ \text{W} = 0{,}39\ \text{kW} \quad \text{(Resposta d)}$$

Aplicando a equação (5.34), com a velocidade de rotação em rpm, vem:

$$n_{qA} = 10^3 \frac{n}{60} \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} = 10^3 \frac{3600}{60} \frac{2{,}69^{0,5}}{800^{0,75}} = 654{,}2 \Rightarrow \text{Ventilador axial}$$

(Resposta e)

Utilizando os valores correspondentes à velocidade de rotação de 1750 rpm, chega-se ao mesmo valor para a velocidade de rotação específica (máquinas semelhantes com fator de escala $k_G = 1$), o que, pelo Quadro 5.1 e pela Fig.1.4, permite concluir que a máquina em questão é um ventilador axial.

3. Uma turbina hidráulica, que opera com água de massa específica $\rho = 1000\ kg/m^3$, possui as seguintes características: $H = 342$ m; $Q = 2{,}23\ m^3/s$; $n = 300$ rpm e $c_5 = 0$ m/s. Para esta turbina, será construído um modelo de dimensões 10 (dez) vezes menores, submetido a uma altura de queda também 10 (dez) vezes menor, também operando com água. Considerando-se nulas as perdas na instalação, determinar:
   a) o tipo de turbina em questão;
   b) a velocidade absoluta da corrente fluida, c_4, na entrada do rotor da turbina;
   c) o diâmetro do rotor da turbina modelo;
   d) a velocidade de rotação da turbina modelo;
   e) a potência no eixo da turbina modelo.

SOLUÇÃO:

As grandezas correspondentes à turbina em dimensões reais (protótipo) serão identificadas pelo subscrito "p", enquanto às correspondentes à turbina modelo o serão pelo subscrito "m".

$n_p = 300$ rpm $= 5$ rps

$Y_p = g \cdot H_p = 9{,}81 \cdot 342 = 3355{,}02$ J/kg

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n_p \frac{Q_p^{1/2}}{Y_p^{3/4}} = 10^3 \cdot 5 \frac{2{,}23^{0,5}}{3355{,}02^{0,75}} \therefore n_{qA} = 16{,}94 \Rightarrow$$

Turbina Pelton (Resposta a)

Pelo Quadro (5.1) este valor da velocidade de rotação específica leva a concluir tratar-se de uma turbina do tipo Pelton, o que é reforçado pela análise da Fig. 1.6.

A Fig. 5.4 representa esquematicamente este tipo de turbina e apresenta o traçado dos triângulos de velocidade para a entrada (ponto 4) e saída do rotor (ponto 5) para a situação correspondente a $c_5 = 0$ e, conseqüentemente, a $\beta_5 = 0°$. As **pás em forma de concha** (*spoon-shaped*) do rotor da turbina Pelton possuem uma aresta central que divide o jato incidente em duas metades que, neste caso ($\beta_5 = 0°$), sofrem um desvio de 180°. Embora nem todas as partículas d'água tenham a mesma direção ao escoar pela concha, a maior parte do jato, tanto na entrada como na saída da pá do rotor, mantém-se à mesma distância do eixo de giro do rotor, de maneira que se pode considerar $u_4 = u_5 = u$, ou seja, as velocidades tangenciais de entrada e saída do rotor são iguais por serem tangentes a uma superfície cilíndrica de mesmo diâmetro. Também neste caso os triângulos de velocidade para a entrada e a saída do rotor degeneram-se em segmentos de reta colineares.

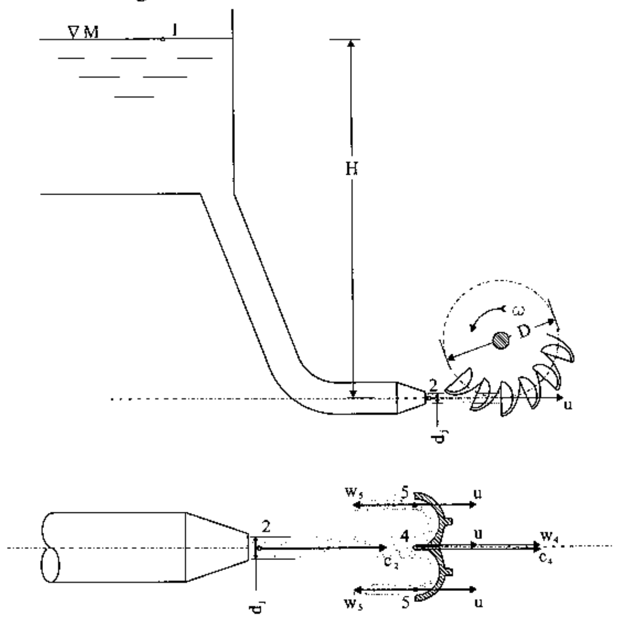


Fig. 5.4 Representação esquemática da turbina Pelton e seus triângulos de velocidades.

É importante observar que a situação proposta neste exercício ($c_5 = 0$), embora teoricamente desejada para maior aproveitamento da energia do jato, não é passível de execução prática, pois implicaria na acumulação das partículas d'água na saída do rotor e o conseqüente choque com as conchas subseqüentes com sensível prejuízo para o funcionamento da turbina. Na prática, são utilizados ângulos β_5 da ordem de 10 a 20°, de maneira que $c_5 \neq 0$, para permitir a saída do jato do interior das conchas.

Aplicando Bernoulli entre os pontos 1 (nível de montante) e 2 (saída do injetor), vem:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g.z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g.z_2 \quad \therefore \quad c_2^2 = 2\left[\frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g(z_1 - z_2)\right]$$

Como $p_1 = p_2 = p_{atm}$, $c_1 = 0$ e $z_1 - z_2 = H_p$ (desprezando as perdas no conduto forçado e no injetor), vem:

$$c_2^2 = 2\ .\ g\ .\ H_p \quad \therefore \quad c_2 = \sqrt{2\ .\ g\ .\ H_p} \quad \text{, ou ainda,} \quad c_2 = \sqrt{2\ .\ Y_p}$$

Os pontos 2 (saída do injetor) e 4 (entrada do rotor) estão muito próximos de modo que se pode desprezar o atrito do jato com o ar e considerar $c_4 = c_2$. Logo:

$$c_4 = c_2 = \sqrt{2\ .\ 3355{,}02} = 81{,}91\,\text{m/s} \quad (\text{Resposta b})$$

Quando $c_5 = 0$, pela Fig. 5.4, conclui-se que: $w_5 = u$.

Como, no presente caso, são consideradas nulas as perdas por atrito do jato com as paredes das pás em forma de concha do rotor, $w_5 = w_4$, o que leva a concluir que:

$$u = \frac{c_4}{2} = \frac{81{,}91}{2} = 40{,}96\,\text{m/s}$$

O diâmetro da circunferência que passa pelo ponto de incidência do jato nas pás do rotor, denominado diâmetro do rotor do protótipo, pode, então, ser calculado:

$$D_p = \frac{u}{\pi \ . \ n} = \frac{40{,}96}{\pi \ . \ 5} = 2{,}61\text{m}$$

Como o fator de escala é $k_G = D_p/D_m = 10$, o diâmetro do rotor do modelo é:

$$D_m = \frac{D_p}{k_G} = \frac{2{,}61}{10} = 0{,}261\text{m} = 261\text{mm} \quad (\text{Resposta c})$$

$$H_m = \frac{H_p}{10} = \frac{342}{10} = 34{,}2\text{m} \ \therefore \ Y_m = g \ . \ H_m = 9{,}81 \ . \ 34{,}2 = 335{,}5\text{J/kg}$$

Como as grandezas biunitárias são iguais para máquinas de fluxo semelhantes, com base na equação (5.22) pode-se escrever:

$$n_{11} = \frac{n_m . D_m}{Y_m^{1/2}} = \frac{n_p . D_p}{Y_p^{1/2}} \quad \therefore$$

$$n_m = n_p \frac{D_p}{D_m}\left(\frac{Y_m}{Y_p}\right)^{1/2} = 5 \ \frac{2{,}61}{0{,}261}\left(\frac{335{,}5}{3355{,}02}\right)^{1/2} \quad \therefore$$

$$n_m = 15{,}81 \text{ rps} = 948{,}68 \text{ rpm} \quad (\text{Resposta d})$$

Como todas as perdas na instalação devem ser ignoradas, $\eta_{tp} = 1$, e a potência do protótipo pode ser calculada por:

$$P_{ep} = \rho . Q_p . Y_p . \eta_{tp} = 1000.2{,}23.3355{,}02.1 = 7481{,}7 \text{ kW}$$

Considerando rendimento invariável entre modelo e protótipo, o modelo também operando com água, a equação (5.26) permite estabelecer:

$$P_{e11} = \frac{P_{em}}{D_m^2 . Y_m^{3/2}} = \frac{P_{ep}}{D_p^2 . Y_p^{\frac{3}{2}}} \quad \therefore \quad P_{em} = P_{ep}\left(\frac{D_m}{D_p}\right)^2\left(\frac{Y_m}{Y_p}\right)^{3/2} \quad \therefore$$

$$P_{em} = 7481{,}7\left(\frac{0{,}261}{2{,}61}\right)^2\left(\frac{335{,}5}{3355{,}02}\right)^{3/2} = 2{,}37 \text{ kW} \quad (\text{Resposta e})$$

5.6 Exercícios propostos

1. Um ventilador, operando no seu ponto de projeto, com ar de massa específica igual a 1,2 kg/m³, desenvolve uma diferença de pressão total de 7357,5 Pa e uma vazão de 38 m³/s, quando gira a uma velocidade de rotação de 1480 rpm. Para um modelo reduzido que desenvolve a mesma diferença de pressão total, girando a uma velocidade de 2960 rpm, determinar:
   a) a vazão do modelo;
   b) o tipo de ventilador em questão, justificando;
   c) o fator de escala geométrica, k_G, entre protótipo e modelo;
   d) a potência no eixo do modelo, considerando o seu rendimento igual ao do protótipo e este igual a 75%.
   Respostas:
   a) $Q_m = 9{,}5$ m³/s; b) Ventilador centrífugo ($n_{qA} = 219{,}45$);
   c) $k_G = 2$; d) $P_{em} = 93{,}16$ kW.

2. Uma bomba, instalada no laboratório de hidráulica do CT/UFSM, acionada diretamente por um motor elétrico, quando gira a 1700 rpm apresenta as seguintes características: H = 7,0 m; Q = 4,0 l/s; $P_e = 500$ W e D = 140 mm (diâmetro do rotor). Fazendo-a girar a uma velocidade de rotação de 3400 rpm e sabendo-se que a potência máxima admitida pelo motor é de 1000 W, pergunta-se:
   a) qual é o tipo da bomba em questão?
   b) haverá sobrecarga no motor? Justifique pelo cálculo da potência para a nova rotação.
   c) procurando manter a potência no seu valor limite de 1000 W para a nova rotação (3400 rpm) por meio da troca do rotor da bomba por um outro semelhante, mas de diâmetro diferente, qual será o diâmetro deste novo rotor?
   d) para este novo diâmetro, qual será a altura desenvolvida pela bomba?
   e) qual será a vazão recalcada pela bomba para esta mesma situação?
   Respostas:
   a) Bomba centrífuga ($n_{qA} = 75{,}11$); b) Haverá sobrecarga ($P'_e = 4000$W)
   c) D´ = 106mm ; d) H´ = 16,09 m ; e) Q´ = 3,48 l/s

3. Os dados de uma usina hidrelétrica na qual será instalada uma turbina hidráulica do tipo Francis são os seguintes: $Q = 312\ m^3/s$; $H = 80\ m$; $D_4 = 6{,}85\ m$; $n = 112{,}5\ rpm$; $P_e = 220{,}28\ MW$. No laboratório de ensaios dispõe-se de um reservatório de nível constante com queda disponível de 6,5 m e vazão de 0,08 m^3/s. Pretendendo-se projetar e ensaiar um modelo reduzido no laboratório, pergunta-se:
   a) qual deverá ser o diâmetro de entrada do rotor no modelo?
   b) com que velocidade de rotação deverá ser realizado o ensaio?
   c) qual a potência que será medida pelo freio dinamométrico, considerando-se o efeito de escala sobre o rendimento?
   Respostas:
   a) $D_{4m} = 205\ mm$; b) $n_m = 17{,}85\ rps = 1071\ rpm$; $P_{em} = 4{,}02\ kW$.

4. O rotor de uma bomba centrífuga projetada para recalcar 2,0 m^3/s de água a uma altura de 35 m, possui um diâmetro de saída $D_5 = 1{,}0\ m$. A velocidade de rotação de projeto é de 500 rpm. Um modelo reduzido desta bomba, construído com um rotor de diâmetro $D_{5m} = 0{,}40\ m$ e ensaiado com uma velocidade de rotação de 900 rpm, consumiu uma potência no eixo $P_{em} = 65\ kW$. Levando em consideração o efeito de escala sobre o rendimento, determinar:
   a) a velocidade de rotação específica do modelo;
   b) a vazão do modelo;
   c) a altura de elevação do modelo;
   d) o rendimento previsto para a bomba projetada;
   e) a potência no eixo da bomba projetada.
   Respostas:
   a) $n_{qAm} = n_{qAp} = 147{,}15$; b) $Q_m = 0{,}23\ m^3/s$; c) $H_m = 18{,}14\ m$;
   d) $\eta_{tp} = 0{,}72$; e) $P_{ep} = 953{,}75\ kW$.

5. Uma turbina modelo de 390 mm de diâmetro, desenvolve 9 kW de potência, com um rendimento de 70%, a uma velocidade de rotação de 1500 rpm, sob uma queda de 10 m. Uma turbina geometricamente semelhante, de 1950 mm de diâmetro, operará sob uma queda de 40 m. Que valores serão esperados para a velocidade de rotação e para a potência desta turbina, levando em consideração o efeito de escala sobre o rendimento?
   Respostas: a) $n_p = 600\ rpm$; b) $P_{ep} = 1997\ kW \cong 2\ MW$.

6. Um ventilador centrífugo projetado para insuflar ar com massa específica $\rho = 1{,}2\ \text{kg/m}^3$, apresenta as seguintes características: $n = 1920$ rpm; $\Delta p_t = 1500$ Pa; $n_{qA} = 150$; $D_5 = 500$ mm; $\alpha_4 = 90°$; $\beta_5 = 90°$ e $\mu = 0{,}8$. Considerando os rendimentos $\eta_v = 0{,}95$, $\eta_a = 1{,}00$; e $\eta_m = 0{,}98$, invariáveis com a variação da velocidade de rotação, calcular:

   a) o rendimento hidráulico do ventilador;

   b) a potência consumida quando operar na velocidade de 1760 rpm;

   c) a diferença de pressão total produzida, também a 1760 rpm.

   Respostas: a) $\eta_h = 0{,}62$; b) $P'_e = 1{,}95\ \text{kW}$; c) $\Delta p'_t = 1260{,}4$ P

6
Cavitação e Choque Sônico

Ao desmontar uma bomba ou turbina hidráulica que apresenta funcionamento irregular, o responsável pela manutenção, não raras vezes, depara-se com a superfície metálica das pás do rotor recoberta de minúsculas crateras, em casos extremos, dando ao material uma aparência esponjosa, semelhante a de um osso fraturado (Fig. 6.1).

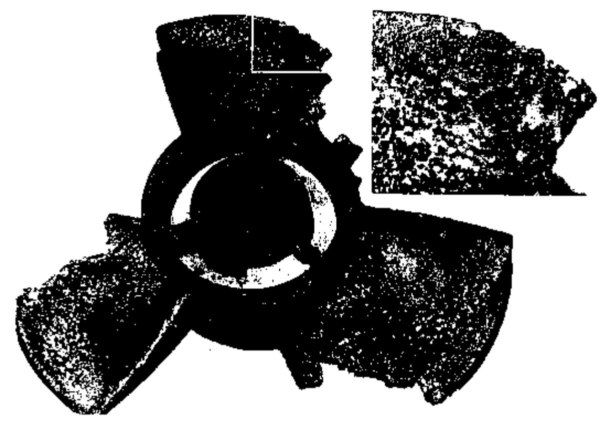


Fig. 6.1 Erosão provocada por cavitação num rotor de bomba axial. No destaque, uma visão aumentada de seu aspecto esponjoso ou poroso.

Um leigo poderia atribuir estes danos à erosão provocada por partículas abrasivas (areia, por exemplo) contidas na água ou, então, à má qualidade do material utilizado na fabricação do rotor.

No entanto, este tipo peculiar de erosão porosa (a erosão por abrasão, diferentemente, apresenta riscos ou canaletes com aspecto polido) tem lugar mesmo em máquinas que trabalham com líquidos totalmente isentos de partículas abrasivas e em materiais tão nobres como o aço inoxidável. Na

realidade, trata-se de uma das conseqüências do **fenômeno da cavitação** (*cavitation phenomenon*) que pode ocorrer em máquinas de fluxo que trabalham com líquidos, em determinadas condições de operação.

A cavitação vem acompanhada de um ruído próprio e, mesmo antes dos danos provocados pela erosão, provoca alteração nas características da máquina, como redução da vazão, redução da potência no eixo e queda de rendimento.

A análise da cavitação em máquinas de fluxo é o objetivo principal deste capítulo, visando a adoção de medidas preventivas, tanto no projeto da máquina como da instalação, que possam evitar o seu aparecimento ou atenuar os seus efeitos.

Embora um fenômeno diferenciado da cavitação, o choque sônico será tratado no final do capítulo, já que as regiões mais suscetíveis ao seu surgimento (regiões de velocidade de escoamento elevada) em máquinas de fluxo que trabalham com fluidos compressíveis, são as mesmas em que se apresenta um maior risco de cavitação em máquinas que operam com líquidos. Como é um fenômeno que vem acompanhado de grandes perdas de energia, a sua proximidade, normalmente, representa um limite para a velocidade de operação dos ventiladores e turbocompressores.

6.1 Definição de Cavitação

A **cavitação** (*cavitation*) consiste na formação e subseqüente colapso, no seio de um líquido em movimento, de bolhas ou cavidades preenchidas, em grande parte, por vapor do líquido.

No entanto, Canavelis[1] propõe, como definição mais geral de cavitação, a formação de cavidades macroscópicas em um líquido, a partir de núcleos gasosos microscópicos. Diz ainda da importância destes núcleos, constituídos de vapor do líquido, gás não dissolvido no líquido ou de uma combinação de gás e vapor, pois a inexistência dos núcleos microscópicos tornaria necessária a aplicação de forças localizadas da mesma ordem de grandeza das forças de ligação molecular, para o surgimento do fenômeno da cavitação.

---

[1] CANAVELIS, R., *Bulletin de la Direction des Études et Recherches.*

O crescimento destes núcleos microscópicos acontece por vaporização, dando origem ao aparecimento da cavitação, sempre que a pressão em um ponto qualquer do escoamento atingir valores iguais ou inferiores à pressão de vaporização do líquido na temperatura em que ele se encontra.

Para ilustrar a cavitação em máquinas de fluxo, toma-se como exemplo o escoamento na transição entre o **rotor** (*runner*) e o **tubo de sucção** (*draft tube*) de uma turbina hidráulica (Fig. 6.2).

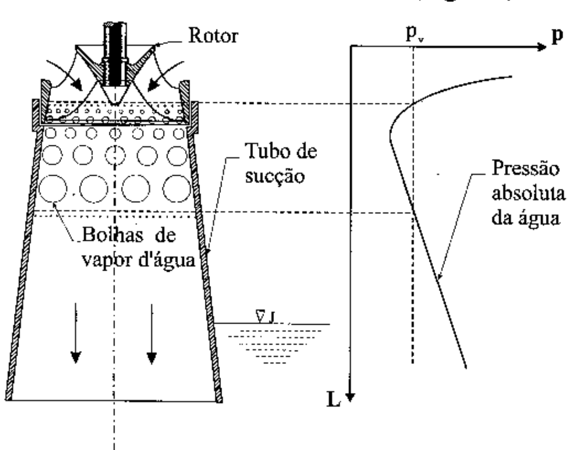


Fig. 6.2 Formação e implosão das bolhas no tubo de sucção de uma turbina hidráulica durante a ocorrência da cavitação.

No interior das pás do rotor, numa região próxima às arestas de saída, principalmente nas turbinas Francis de velocidade de rotação específica elevada e nas turbinas Hélice e Kaplan, aparecem zonas de baixa pressão como conseqüência de sobrevelocidades da corrente fluida no local. Quando a pressão absoluta cai a valores inferiores à pressão de vaporização da água na temperatura em que esta se encontra, formam-se bolhas de vapor a partir de núcleos microscópicos, contendo gases não dissolvidos na águas ou vapor d'água, existentes em torno de matérias em suspensão (impurezas) ou em pequenas fissuras das fronteiras sólidas.

À medida que são arrastadas pela corrente em escoamento para regiões de pressão mais elevada, as bolhas vão aumentando de tamanho até o local em que a pressão torna-se novamente superior à pressão de vaporização da água. Neste ponto, o vapor contido no interior das bolhas

condensa-se bruscamente, deixando um espaço vazio, que é preenchido rapidamente pela água circundante, causando o que se denomina de **implosão das bolhas** (*bubbles implosion*). Para se ter uma idéia do espaço deixado pelo desaparecimento das bolhas, basta comparar o volume específico da água na fase de vapor a **17°C** (69,67 m^3/kg) com o da fase líquida (0,001001 m^3/kg), ou seja, **69600** vezes maior.

O choque entre as partículas que ocupam o espaço deixado pela implosão das bolhas dá origem a uma onda de choque semelhante a dos golpes de aríete, fazendo surgir picos de altíssima pressão no local (60 a 200 MPa), que se repetem com alta freqüência (de 10 a 180 kHz). Estas sobrepressões localizadas propagam-se em todas as direções com velocidade equivalente a do som na água, diminuindo gradativamente de intensidade. As superfícies metálicas que se encontram nas proximidades da zona de colapso das bolhas serão então, atingidas por golpes altamente concentrados e repetidos que acabam por desagregar partículas de material por fadiga, formando pequenas crateras que caracterizam a **erosão por cavitação** (*cavitation pitting*).

Simultaneamente, ouvem-se ruídos semelhantes a um martelar ou ao transporte hidráulico de cascalho num conduto metálico que, mediante a ajuda de registradores de som adequados, são atualmente utilizados como um dos métodos mais simples para detectar processos de cavitação e, conseqüentemente, riscos para a instalação.

A cavitação provoca a queda do rendimento e da potência gerada pela turbina e, em determinadas ocasiões, pode dar origem a vibrações perigosas para a estrutura da máquina. Embora processos de natureza diferente, o efeito simultâneo da erosão por cavitação e a erosão por abrasão provoca uma potenciação recíproca dos mecanismos de destruição do material, o mesmo podendo-se dizer da possibilidade de coexistência entre cavitação e a ação corrosiva de gases provenientes, por exemplo, da decomposição da biomasssa imersa nos reservatórios formados pelas barragens.

A exemplo do que foi relatado para a entrada do tubo de sucção de uma turbina hidráulica, pode-se ilustrar o surgimento da cavitação junto ao perfil exterior de uma pá de máquina de fluxo axial. As bolhas formam-se na parte superior do perfil (Fig. 6.3), num local próximo ao bordo de ataque, devido ao baixo valor da pressão estática aliado à depressão oriunda das sobrevelocidades localizadas, e vão implodir mais adiante

(zona de erosão), próximo ao bordo de fuga do perfil, quando a pressão absoluta do líquido volta a superar a sua pressão de vaporização. Na Fig. 6.3, $\mathbf{p_e}$, é a pressão de estagnação do líquido ao se chocar com o bordo de ataque do perfil, $\mathbf{p_r}$, é a pressão de referência do líquido numa região não afetada pelo perfil, e, $\mathbf{p_v}$, é a **pressão de vaporização** (*vapor pressure*).

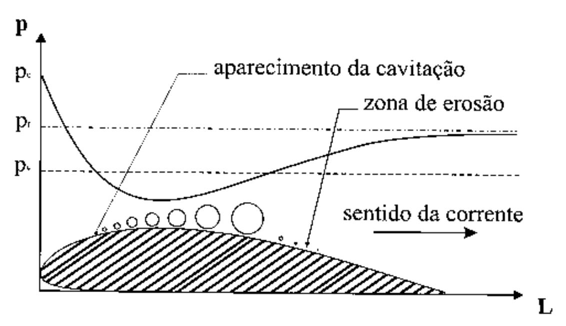


Fig. 6.3 Cavitação no dorso de um perfil de máquina de fluxo axial.

Embora a cavitação seja agravada por maus projetos, ela pode ocorrer mesmo no melhor projeto de equipamento, desde que este opere em condições desfavoráveis. Neste caso, a solução é a adoção de medidas para minimizar os efeitos da cavitação, tal como a injeção de ar nas zonas de baixa pressão do rotor e do tubo de sucção de turbinas hidráulicas. Os locais e a quantidade de ar a ser injetado devem ser escolhidos cuidadosamente, pois a introdução indiscriminada de ar é danosa à potência e rendimento da turbina.

As bombas e as turbinas hidráulicas de grande porte operam usualmente nos limites da cavitação, em parte, devido à necessidade de se trabalhar com rotações as mais elevadas possíveis para conseguir reduzir o gasto de material e aumentar o rendimento e, em parte, devido à necessidade de atingir grandes alturas de sucção para reduzir o custo das obras de escavação. Portanto, sendo muitas vezes antieconômico projetar uma turbina a salvo do perigo de cavitação, procura-se utilizar materiais resistentes à cavitação.

Ensaios de laboratório permitem classificar os materiais segundo sua resistência à erosão por cavitação. Como exemplo, é apresentada a tabela publicada por Mataix[2] onde os materiais mais freqüentemente

[2] MATAIX, C., *Turbomáquinas hidráulicas.*

empregados na fabricação dos componentes das máquinas de fluxo são ordenados, dos mais resistentes aos menos resistentes à cavitação, com base na sua velocidade de erosão (massa de material retirada por erosão na unidade de tempo) relativa, tomando como referência à taxa de erosão do aço inoxidável depositado por soldagem (velocidade de erosão relativa igual a 1).

Quadro 6.1 – Velocidade de erosão relativa de alguns materiais.

Material	**Velocidade de erosão relativa**
Aço inoxidável soldado, 17% Cr – 7% Ni	1
Fundição de aço inoxidável 12% Cr	3
Aço inoxidável soldado 18% Cr – 8% Ni	5
Bronze ao alumínio	13
Fundição de aço com 0,33 %C	37
Bronze ao manganês	80
Fundição de ferro	224-375

O Quadro 6.1 mostra que a fundição de ferro não é recomendada para as partes da máquina expostas à cavitação, enquanto o aço inoxidável, com proporções de cromo de **13** a **17%** e de níquel de **4** a **7%**, pela alta tenacidade, elevado limite de elasticidade e dureza apresenta uma considerável resistência à erosão por cavitação aliada a boas propriedades de soldagem e usinagem. A presença de veios de grafite no ferro fundido cinzento, de maneira semelhante à presença de impurezas e de inclusões não metálicas em outros materiais, diminuem a resistência às cargas pulsáteis da cavitação por se constituírem em núcleos de falha por fadiga.

O aço inoxidável é empregado como recobrimento por solda das zonas mais expostas à cavitação, como chapa soldada nas superfícies das pás do rotor, ou, mais raramente, pelo elevado custo, na construção de todo o rotor. A pesquisa sobre o uso de polímeros para recobrir superfícies tem avançado e o emprego de vários plásticos a base de epoxy e poliuretano tem apresentado resultados satisfatórios.

Quanto mais polida esteja a superfície do material exposta à cavitação, maior será sua resistência à erosão. As superfícies danificadas pela cavitação têm um aspecto rendilhado, esponjoso, enquanto as superfícies desgastadas por abrasão apresentam-se riscadas, onduladas e polidas.

6.2 Coeficiente de cavitação

Vários parâmetros são utilizados para caracterizar o início da cavitação. No caso de cavitação provocada por singularidades que originam redução local da pressão, tais como, tubos de Venturi, diafragmas, curvas, saliências e rebaixos de superfícies, freqüentemente define-se o **coeficiente de cavitação** (*cavitation coefficient*) por:

$$\sigma = \frac{p_r - p_v}{\rho \ c^2/2} \tag{6.1}$$

onde:

σ = coeficiente de cavitação, adimensional;

p_r = pressão de referência do líquido, ou seja, pressão absoluta num ponto próximo da singularidade, mas fora da zona de cavitação, em Pa;

p_v = pressão de vaporização do líquido à temperatura considerada, em Pa;

ρ = massa específica do líquido, em kg/m^3;

c = velocidade do líquido num ponto ou numa seção de referência (velocidade média numa seção de canalização, por exemplo), em m/s.

Quando se trata de máquinas de fluxo, substitui-se este coeficiente por um que considera grandezas mais diretamente ligadas à estrutura da instalação, designado por **coeficiente de Thoma** (*Thoma's cavitation coefficient*) e representado pela mesma letra grega, σ. Ou seja, no Sistema Internacional:

$$\sigma = \frac{\Delta Y}{Y} \quad \text{ou, no Sistema Técnico :} \quad \sigma = \frac{\Delta p_s/\gamma}{H} \tag{6.2}$$

onde:

σ = coeficiente de cavitação de Thoma, adimensional;

ΔY_s = energia específica correspondente à depressão suplementar Δp_s devida à sobrevelocidàdes localizadas no rotor das máquinas de fluxo, em J/kg;

Y = salto energético específico correspondente à altura de queda das turbinas ou à altura de elevação das bombas, em J/kg;

Δp_s = depressão suplementar, em kgf/m²;

H = altura de queda da turbina ou altura de elevação da bomba, em m;

γ = peso específico do líquido que circula pela máquina, em kgf/m³.

Este coeficiente depende das providências adotadas na construção da máquina para reduzir o risco de cavitação e, principalmente, da forma do rotor, ou seja, da sua velocidade de rotação específica. Assim, o coeficiente de Thoma pode ser considerado como uma medida da sensibilidade de uma máquina à cavitação e varia com a velocidade de rotação específica, $\mathbf{n}_{qA}$.

Ao valor particular deste coeficiente, correspondente à situação para a qual tem início a cavitação, designa-se por σ_{min}. Com base na experiência com protótipos e modelos têm sido propostas tabelas, curvas ou equações de variação de σ_{min} em função de $\mathbf{n}_{qA}$, entre as quais podem ser citadas:

- A equação indicada pelo Bureau of Reclamation,[3] para **turbinas de reação** de eixo vertical:

$$\sigma_{min} = 2{,}4 \, . \, 10^{-5} \, n_{qA}^{1,64} \qquad (6.3)$$

- A equação indicada por Shepherd[4] a partir de Moody,[5] para **turbinas Francis**:

$$\sigma_{min} = 3{,}95 \, . \, 10^{-6} \, n_{qA}^{2} \qquad (6.4)$$

---

[3] BUREAU OF RECLAMATION., *Selecting hydraulic reaction turbines:* engineering monograph.

[4] SHEPHERD, D. G., *Principles of turbomachinery.*

[5] MOODY, L. F., *Hydraulic machinery.*

- A equação indicada por Shepherd[6] a partir de Moody,[7] para **turbinas Hélice ou Kaplan**:

$$\sigma_{min} = 0{,}28 + 2{,}124 . 10^{-9}\, n_{qA}^{3} \qquad (6.5)$$

- A fórmula oriunda dos estudos de Petermann,[8] para **bombas hidráulicas**, correspondente a um denominado coeficiente de sucção $S_q = 0{,}45$:

$$\sigma_{min} = 2{,}9 . 10^{-4}\, n_{qA}^{4/3} \qquad (6.6)$$

É importante salientar que as expressões indicadas para o cálculo do coeficiente de Thoma, σ_{min}, são **válidas apenas para o ponto de rendimento máximo** ou ponto de projeto das máquinas.

6.3 NPSH e altura de sucção máxima

No bombeamento de líquidos, a pressão, em qualquer ponto da linha de sucção, nunca deve ser reduzida à pressão de vapor do líquido. A energia disponível para conduzir o líquido através da canalização de sucção e no seu percurso pelo interior do rotor, sem risco de vaporização, pode ser, então, definida como a energia total na sucção menos a energia correspondente à pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento. Esta energia disponível por unidade de peso, medida na boca de sucção da bomba, é denominada de **NPSH**, sigla da designação inglesa, ***Net Positive Suction Head***, numa tentativa de tradução para o português, Saldo Positivo de Altura de Sucção, sendo expressa por:

$$NPSH_d = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{c_3^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \qquad (6.7)$$

onde:

$NPSH_d$ = energia específica disponível para introduzir o líquido na bomba sem que haja vaporização, em metros de coluna de líquido;

p_3 = pressão na boca de sucção da bomba, em kgf/m^2;

---

[6] SHEPHERD, D. G., *Principles of turbomachinery.*

[7] MOODY, L. F., *Hydraulic machinery.*

[8] PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo.*

c_3 = velocidade do líquido na boca de sucção da bomba, em m/s;
p_v = pressão de vaporização do líquido na temperatura de bombeamento, em kgf/m^2;
γ = peso específico do líquido bombeado, em kgf/m^3;
g = aceleração da gravidade, em m/s^2.

Buscando uma equação mais prática para o cálculo do $\mathbf{NPSH_d}$, uma vez que os valores da pressão e da velocidade na boca de sucção da bomba nem sempre são fáceis de serem obtidos, faz-se o balanço de energia entre os pontos **2** (na superfície do reservatório de sucção) e **3** (na boca de sucção da bomba) da linha de sucção de uma **bomba centrífuga** (Fig. 6.4), obtendo:

$$\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 + H_{ps}$$

onde:
c_2 = velocidade do líquido na superfície do reservatório de sucção, em m/s;
p_2 = pressão existente na superfície do reservatório de sucção (atmosférica, se for um reservatório aberto), em kgf/m^2;
H_{ps} = perda de carga na tubulação de sucção, em metros de coluna de líquido;
z_2 = cota do ponto 2;
z_3 = cota do ponto 3.

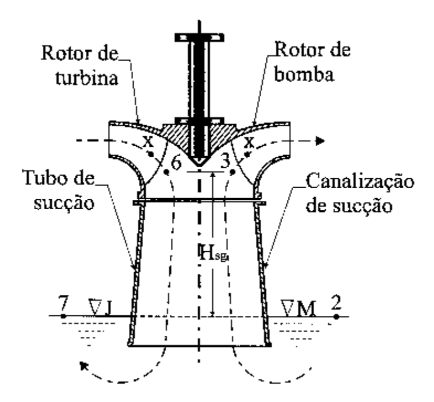


Fig. 6.4 Corte longitudinal esquemático da canalização de sucção e do rotor de uma bomba centrífuga, à direita do eixo vertical da figura, e de uma turbina hidráulica, à esquerda do eixo.

Adotando:

$z_3 - z_2 = H_{sg}$ = altura de sucção geométrica, vem:

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_3^2}{2g} \qquad (6.8)$$

ou, ainda:

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{c_3^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2g}$$

Subtraindo o termo $\frac{p_v}{\gamma}$ de ambos os membros da equação anterior, tem-se:

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{c_3^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma}$$

Pela equação 6.7, pode-se então escrever:

$$NPSH_d = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2g} \qquad (6.9)$$

Cada bomba exige, na boca de sucção, uma certa quantidade de energia **$NPSH_b$**, expressa em metros de coluna de líquido, para que não haja cavitação. Esta energia específica é denominada de NPSH requerido pela bomba ou energia de segurança à cavitação e depende fundamentalmente das características construtivas da máquina, mas também de propriedades do líquido, como a viscosidade.

A determinação de $NPSH_b$, em geral, é feita experimentalmente, já que o seu cálculo apresenta grandes dificuldades. Entretanto, com a ajuda de coeficientes empíricos λ_1 e λ_2, pode-se estimar, segundo Pfleiderer:[9]

$$NPSH_b = \lambda_1 \frac{w_3^2}{2g} + \lambda_2 \frac{c_3^2}{2g} \qquad (6.10)$$

[9] PFLEIDERER, C., *Bombas centrífugas y turbocompressores.*

onde:

$NPSH_b$ = energia específica mínima requerida pela bomba para que não haja risco de cavitação, em metros de coluna de líquido;

w_3 = velocidade relativa da corrente, medida na boca de sucção diante da aresta de entrada do rotor, em m/s.

Nas bombas existentes no mercado podem ser estimados, com base em resultados experimentais com pás de diferentes formas e entrada sem choque da corrente fluida no rotor, em média, $\lambda_1 = 0{,}3$ e $\lambda_2 = 1{,}2$. Estes valores podem, entretanto, variar entre limites amplos, sendo ainda diferentes para bombas e para turbinas.

Pela equação (6.10), observa-se que o NPSH requerido é função das velocidades absoluta e relativa da corrente fluida na entrada do rotor e, portanto, para uma mesma bomba, aumenta com um aumento da vazão. Por este motivo, o seu valor geralmente é obtido a partir de uma curva característica, **NPSH = f (Q)**, fornecida pelo fabricante (Fig. 9.18).

Em vista das considerações anteriores, conclui-se que o projeto da linha de sucção de uma bomba, de maneira a evitar o risco de cavitação, implica em que o **NPSH requerido** (*NPSH required*) pela bomba, na vazão de operação, seja menor que o **NPSH disponível** (*NPSH available*) calculado para instalação. Ou seja, que seja obedecida a condição:

$$NPSH_d \geq NPSH_b \qquad (6.11)$$

Convém prever, no dimensionamento da linha de sucção, uma certa margem de segurança, levando em conta oscilações de temperatura do líquido, variação da pressão no reservatório de sucção, presença de impurezas no líquido bombeado, etc.

Como já foi mencionado, o $\mathbf{NPSH_b}$ (requerido pela bomba) sofre influência da natureza do líquido, fazendo com que seja importante a especificação das características do fluido a ser bombeado, principalmente no caso de indústrias químicas e petrolíferas. O aumento da viscosidade do fluido, por exemplo, reduz o campo de funcionamento da bomba sem risco de cavitação, pois além de aumentar o valor do $\mathbf{NPSH_b}$ diminui o $\mathbf{NPSH_d}$, pelo acréscimo da perda de carga na canalização. A experiência no entanto, mostra que, no caso de água quente ou hidrocarbonetos líquidos não viscosos, trabalha-se com uma margem

de segurança significativa utilizando os valores de $\mathbf{NPSH_b}$ obtidos para a água fria.

Quadro 6.2 Valores da pressão de vaporização e peso específico da água em função da temperatura.

t(°C)	p_v (kgf/m²)	p_v (kPa)	γ (kgf/m³)	t(°C)	p_v (kgf/m²)	p_v (kPa)	γ (kgf/m³)
15	174	1,707	999	65	2547	24,986	981
20	238	2,335	998	70	3175	31,147	978
25	322	3,159	997	75	3929	38,543	975
30	429	4,208	996	80	4828	47,363	972
35	572	5,611	994	85	5894	57,820	969
40	750	7,358	992	90	7149	70,132	965
45	974	9,555	990	95	8620	84,562	962
50	1255	12,312	988	100	10333	101,367	958
55	1602	15,716	986	105	12320	120,859	955
60	2028	19,895	983	110	14609	143,314	951

O mesmo não pode ser dito sobre o $\mathbf{NPSH_d}$ (disponível na instalação), cujo valor está intimamente vinculado ao valor da pressão de vaporização e, conseqüentemente, à temperatura do líquido bombeado. A tabela 6.2 fornece os valores da pressão de vaporização e peso específico da água em função da temperatura.

Voltando à bomba centrífuga da Figura 6.4, pode-se caracterizar um ponto genérico **x**, já no interior do rotor, normalmente próximo ao bordo de ataque das pás, onde, em virtude de sobrevelocidades decorrentes da redução da seção de passagem do fluido provocada pela espessura das pás, a pressão do líquido em escoamento atingirá o seu menor valor. Este será, então, o ponto mais sensível ao surgimento da cavitação em toda a instalação.

Designando de $\Delta \mathbf{p_s}$ a depressão suplementar entre os pontos **3** e **x** (Fig. 6.4), decorrente das sobrevelocidades localizadas, pode-se escrever para o ponto **x**:

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_3}{\gamma} - \frac{\Delta p_s}{\gamma} \qquad (6.12)$$

Substituindo $\mathbf{p_3/\gamma}$, na equação (6.12) pelo seu valor na equação (6.8), tem-se:

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2\,g} - \frac{c_3^2}{2\,g} - \frac{\Delta p_s}{\gamma} \quad \therefore$$

$$H_{sg} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_x}{\gamma} - \frac{\Delta p_s}{\gamma} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2\,g} - \frac{c_3^2}{2\,g}$$

Ou ainda, pela definição do coeficiente de Thoma apresentado na equação (6.2):

$$H_{sg} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_x}{\gamma} - \sigma\ H - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2\,g} - \frac{c_3^2}{2\,g} \qquad (6.13)$$

O máximo valor da altura de sucção geométrica (*maximum static suction lift*), $\mathbf{H_{sgmáx}}$, é alcançado quando a pressão absoluta no ponto **x** diminui até o valor de pressão de vaporização do líquido, $\mathbf{p_v}$, dando-se início ao fenômeno da cavitação. Nesta situação, o coeficiente de Thoma assume o valor particular σ_{min} e, desprezando o termo $c_2^2/2\,g$ (geralmente nulo), a equação (6.13) assume a forma:

$$H_{sgmáx} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{min}\ H - H_{ps} - \frac{c_3^2}{2\,g} \qquad (6.14)$$

As bombas de alta velocidade de rotação específica ou que bombeiam líquidos com temperatura elevada são, muitas vezes, instaladas com altura de sucção geométrica nula ou negativa. No caso de altura de sucção negativa, a bomba encontra-se instalada abaixo do nível do reservatório de sucção, possibilitando o escoamento por gravidade do líquido para o seu interior, caracterizando, desta maneira, a denominada instalação com **bomba afogada**. O valor obtido pela equação (6.14) passa a significar, então, o **afogamento mínimo** (*minimum static suction head*) a que deve ser submetida a bomba para que não haja cavitação.

Como recomendação de caráter geral, deve-se buscar a menor altura de sucção possível, havendo vantagens adicionais na instalação do tipo afogada, por permitir o escorvamento da bomba mesmo sem a pre-

sença de uma válvula de pé (válvula de retenção instalada na extremidade de captação da canalização de sucção), o que reduz a perda de carga na linha de sucção.

Denomina-se de **escorvamento** (*priming*) a operação, indispensável para a partida da bomba, de eliminação do ar contido na bomba e na canalização de sucção pelo preenchimento dos espaços vazios com o líquido a ser bombeado.

Conforme se depreende da equação (6.14), uma redução na perda de carga $\mathbf{H_{ps}}$ possibilita o emprego de maiores alturas de sucção, o que pode ser obtido pela adoção, na canalização de sucção, de grandes diâmetros e do menor número possível de acessórios, como joelhos, curvas, válvulas, etc.

Para **turbinas hidráulicas** (Fig. 6.4), chega-se a uma expressão similar a (6.14):

$$H_{sgmáx} = \frac{p_7}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{min} H + H_{ps} - \frac{c_6^2}{2g} \qquad (6.15)$$

onde:

$H_{sgmáx}$ = altura de sucção geométrica máxima da turbina, em m;
p_7 = pressão existente no reservatório de descarga da turbina (em geral atmosférica), em kgf/m^2;
γ = peso específico da água, em kgf/m^3;
H = altura de queda a que está submetida a turbina, em m;
H_{ps} = perda de carga no tubo de sucção da turbina, em m;
c_6 = velocidade da corrente fluida logo após deixar o rotor da turbina, ou seja, na entrada do tubo de sucção, em m/s;
g = aceleração da gravidade, em m/s^2.

Nas instalações de turbinas hidráulicas, diferentemente do que acontece no caso das bombas, o tubo de sucção normalmente faz parte do conjunto de componentes fornecido pelo fabricante. Por este motivo, o projetista da instalação normalmente despreza os dois últimos termos da equação (6.15), considerando-os englobados pelo coeficiente de cavitação σ_{min}. Desse modo, e tendo em vista que a pressão no reservatório de descarga da turbina é normalmente a atmosférica, chega-se à expressão mais usada para o cálculo da altura de sucção geométrica máxima das turbinas:

$$H_{sgmáx} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{min} H \quad (6.16)$$

onde $\mathbf{p_{atm}}$ é a **pressão atmosférica** (*barometric pressure*) no nível de jusante da instalação, reservatório de descarga ou **canal de fuga** (*tail race*), em kgf/m^2, que pode ser calculada de maneira aproximada por:

$$p_{atm} = 10330 - \frac{z_J}{0{,}9} \quad (6.17)$$

onde:

z_J = cota do nível de jusante da instalação (canal de fuga), tomando como referência o nível do mar (cota zero), em metros. No caso de bombas, z_J será substituído na equação (6.17) por z_M, cota do nível de montante da instalação de bombeamento.

No caso de turbinas rápidas (grande $\mathbf{n_{qA}}$), pode ocorrer que o valor de $\mathbf{H_{sgmáx}}$ resulte negativo, o que significa instalar a máquina abaixo do nível da água no canal de descarga (canal de fuga). Este tipo de instalação é denominada do tipo **afogada** ou de **contrapressão** (*back-pressure*), necessitando de bomba para esvaziar a turbina e o tubo de sucção para a realização de manutenção ou de algum reparo nestes equipamentos.

É importante salientar que, mesmo sendo atendidas, no projeto da instalação de uma máquina de fluxo, as condições exigidas pelas equações (6.11), (6.14) ou (6.16), pode ocorrer **cavitação localizada** em determinados pontos de uma máquina que se encontre funcionando muito afastada da faixa de melhor rendimento. Nesta situação, a formação de redemoinhos, em decorrência da não coincidência da direção da velocidade relativa ou da velocidade absoluta com a inclinação das pás do rotor ou do sistema diretor, pode originar pressões localizadas tão baixas e conseqüentemente o fenômeno da cavitação. É o caso, por exemplo, das turbinas de uma central hidrelétrica quando operam em carga parcial.

Finalmente, será demonstrada a relação que existe entre o $\mathbf{NPSH_b}$ e o coeficiente de cavitação σ_{min}, muito útil na transposição dos resultados obtidos nos ensaios de cavitação de bombas.

Na equação (6.9), para a condição limite de cavitação, pode considerar-se que $\mathbf{H_{sg} = H_{sgmáx}}$ quando $\mathbf{NPSH_d = NPSH_b}$. Logo:

$$NPSH_b = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sgmáx} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \qquad (6.18)$$

Trazendo para esta equação o valor de $\mathbf{H_{sgmáx}}$ fornecido pela equação (6.14) e simplificando os termos iguais, vem:

$$NPSH_b = \sigma_{min}\, H + \frac{c_3^2}{2g} \qquad (6.19)$$

Ou ainda, desprezando o termo referente à energia de velocidade na boca de sucção:

$$NPSH_b = \sigma_{min}\, H \qquad (6.20)$$

Para bombas semelhantes (mesmo n_{qA}) operando em pontos correspondentes ou para uma mesma bomba trabalhando em diferentes velocidades de rotação, uma vez que tanto o $NPSH_b$ como a altura H são proporcionais ao quadrado da velocidade de rotação, pode-se escrever:

$$\sigma_{min} = \frac{NPSH_b}{H} = \text{constante} \qquad (6.21)$$

No entanto, esta equação vale apenas como uma aproximação, já que as leis de semelhança não são plenamente satisfeitas quando tem início o fenômeno da cavitação.

6.4 Choque sônico

Um dos métodos utilizados para a explicação deste fenômeno é a análise do escoamento de um gás através de um **bocal convergente-divergente** (*converging-diverging nozzle*), também denominado de bocal de Laval (Fig. 6.5).

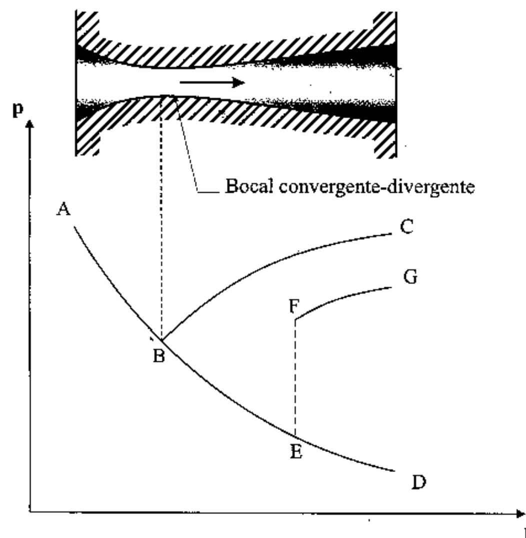


Fig. 6.5 Variação da pressão ao longo do escoamento através de um bocal convergente-divergente.

A velocidade do gás aumenta durante o seu escoamento na parte convergente do bocal enquanto a pressão cai de um valor $\mathbf{p_A}$, correspondente à pressão na entrada do bocal, até um valor $\mathbf{p_B}$, correspondente à pressão crítica no estrangulamento, onde a velocidade do gás atinge a velocidade do som. Observe-se que o processo de **A** até **B** é único. A partir de **B**, na parte divergente do bocal, o fluxo depende das condições de saída do bocal.

Existe uma condição de pressão na saída (e apenas uma), $\mathbf{p_C}$, para a qual o gás é comprimido adiabaticamente na parte divergente do bocal com a sua velocidade sendo reduzida a valores inferiores ao do som. O fluxo segue a trajetória **ABC**, que é a curva limite para o escoamento inteiramente subsônico ao longo de todo o bocal.

Para uma outra condição na saída, $\mathbf{p_D}$, também única e denominada de condição de projeto do bocal de Laval, o gás é expandido adiabaticamente na porção divergente do bocal, com a velocidade de escoamento atingindo valores superiores ao do som. O processo segue a curva **ABD** e o fluxo é supersônico na saída do bocal.

Estas duas situações relatadas são consideradas condições limites para uma outra, muito comum na realidade, quando a pressão na saída assume um valor $\mathbf{p_G}$, situado entre $\mathbf{p_C}$ e $\mathbf{p_D}$. Neste caso, a comprovação experimental indica que, mesmo além da garganta (estrangulamento) do bocal, a pressão continua a diminuir e a velocidade cresce a valores maiores do que o da velocidade do som. Isto pode ser explicado pela considerável inércia do fluido na seção de estrangulamento, o que tende a manter o movimento do gás com uma elevada velocidade no sentido do escoamento. Num determinado ponto, entretanto, acontece um súbito acréscimo da pressão e uma brusca diminuição na velocidade de escoamento (ponto **E**). Antes do choque o fluxo é supersônico e depois, subsônico. Este fenômeno, representado pela linha tracejada **EF** na curva de variação da pressão ao longo do bocal (Fig.6.5), caracteriza o chamado **choque de compressão** (*compression shock*) ou **choque sônico** (*sonic shock*) e normalmente vem acompanhado de considerável perda de energia.

Condições semelhantes a estas são necessárias para produzir o choque sônico nas máquinas de fluxo. Ou seja, que o fluido em escoamento tenha que vencer uma pressão mais elevada, após haver atingido uma velocidade superior a do som em algum local da máquina, como pode acontecer no fluxo através dos turbocompressores.

Os choques que então se produzem modificam sensivelmente o escoamento e podem ser a causa de uma considerável diminuição do rendimento, mesmo que a velocidade do som seja atingida apenas em uma parte de seção de passagem do fluido. Conseqüentemente, sempre que possível, as velocidades dos gases nos turbocompressores deverão manter-se abaixo da **velocidade do som** (*velocity of sound*).

Como as regiões de elevadas velocidades de escoamento nas máquinas de fluxo são normalmente regiões de baixa pressão, pode-se concluir que os locais de maior risco de cavitação em máquinas que trabalham com fluidos incompressíveis (líquidos) são os mais sensíveis ao choque sônico no caso de máquinas que trabalham com fluidos compressíveis (gases). Salienta-se que o ar é considerado compressível nos turbocompressores, já que estes trabalham com uma diferença de pressão superior a **10 kPa** (≅1000 mmCA).

Como no caso da cavitação era necessário comparar a pressão absoluta do líquido com a sua pressão de vaporização, no caso do choque sônico o parâmetro de comparação é o **número de Mach** (*Mach number*),

que representa a relação da velocidade absoluta ou relativa do fluxo com a velocidade do som. Ou seja:

$$Ma = \frac{c}{c_s} \qquad \text{ou} \qquad Ma = \frac{w}{c_s} \tag{6.22}$$

onde:
Ma = número de Mach, adimensional;
c = velocidade absoluta do escoamento, em m/s;
w = velocidade relativa do escoamento, em m/s;
c_s = velocidade de propagação do som no meio considerado, em m/s.

Deve-se salientar que a influência do número de Mach pode ser desprezada quando seus valores são inferiores a **0,3**. Valores superiores, no entanto, devem ser empregados com cuidado, não apenas pelo risco do choque sônico (possibilidade de atingir **Ma = 1**, em algum local da seção de escoamento), mas sobretudo porque no caso das grandes velocidades a densidade do fluido varia notavelmente durante o escoamento.

Uma outra conseqüência do aumento do número de Mach é o aumento do coeficiente de sustentação (será definido no Capítulo 13) dos perfis aerodinâmicos utilizados na construção de rotores de máquinas de fluxo axiais, observando-se também que o coeficiente de arrasto destes perfis tem seu máximo valor para **Ma = 1**.

Usando o mesmo procedimento do estudo da cavitação, quando se estabeleceu a máxima altura de sucção para instalações de máquinas de fluxo que trabalham com líquidos, buscar-se-á estabelecer as condições limites para as velocidades de escoamento em turbocompressores, acima das quais haverá o risco de surgimento do choque sônico.

6.5 Limite sônico

Na dedução das condições para que a velocidade do som não seja ultrapassada nos turbocompressores, será analisado o escoamento de um gás através de um rotor radial (Fig. 6.6).

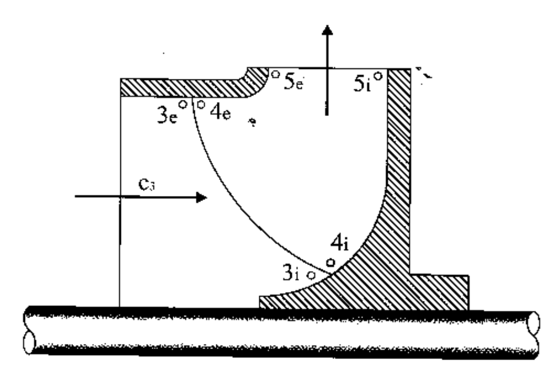


Fig. 6.6 Corte longitudinal esquemático do rotor radial de um turbocompressor.

Para a aresta de sucção de uma pá deste rotor, representada pela projeção $\mathbf{4_e 4_i}$ sobre o plano meridiano da Fig. 6.6, a velocidade relativa da corrente fluida, $\mathbf{w_{3e}}$, imediatamente antes do ponto mais externo do bordo de ataque da pá, $\mathbf{4_e}$, é a maior possível, ao passo que a velocidade absoluta do fluido, $\mathbf{c_3}$, praticamente não se altera ao longo desta aresta.

Enquanto a velocidade absoluta, $\mathbf{c_3}$, raramente ultrapassa os valores de **0,2** a **0,3 Ma**, o choque sônico pode ser provocado pela velocidade relativa, $\mathbf{w_{3e}}$ que, freqüentemente, assume valores da ordem de **0,6** a **0,8 Ma**. Como $\mathbf{w_{3e}}$, é a velocidade num ponto antes de penetrar no rotor, o valor da velocidade relativa do escoamento será ainda aumentado no interior dos canais do rotor até um valor máximo, devido à diminuição da seção de passagem do fluxo por influência da espessura das pás.

Segundo Pfleiderer,[10] o valor desta velocidade máxima pode ser calculado pela expressão:

$$w^2_{máx} = (1+\lambda)\,w^2_{3e} \tag{6.23}$$

onde λ é um coeficiente empírico, que leva em consideração o estreitamento da seção de passagem causado pela espessura das pás e a distribuição irregular das velocidades, cujo valor usualmente fica compreendido entre **0,2** e **0,3**.

---

[10] Ibidem.

O **limite sônico** (*sonic limit*) é atingido quando a velocidade $\mathbf{w}_{máx}$ for igual à velocidade do som, $\mathbf{c}_s$. Ou seja, a partir da equação (6.23), quando a velocidade relativa na boca de sucção, $\mathbf{w}_{3e}$, alcançar o seu valor máximo:

$$w_{3emáx} = \left(\frac{1}{1+\lambda} \right)^{0,5} c_s \tag{6.24}$$

onde a velocidade do som, $\mathbf{c}_s$, pode ser calculada pela expressão:

$$c_s = (k\,R\,T)^{0,5} \tag{6.25}$$

em que:

k = expoente adiabático ou isentrópico, adimensional (1,4 para o ar seco, a 300 K);

R = constante dos gases, em J/kg K (287 para o ar seco);

T = temperatura absoluta do gás, em K (Kelvin).

O conhecimento do valor limite, $\mathbf{w}_{3emáx}$, permite calcular, através do triângulo de velocidades (Fig. 6.7), os valores máximos da velocidade tangencial, $\mathbf{u}_{4e}$, e da velocidade meridiana, $\mathbf{c}_{m3}$, correspondentes ao ponto $\mathbf{4}_e$ na aresta de entrada do rotor, desde que sejam conhecidos os valores do ângulo da velocidade relativa do fluxo, β_{3e}, e da relação de giro da corrente fluida, $\mathbf{c}_{u3e}/\mathbf{u}_{4e}$, na admissão do rotor.

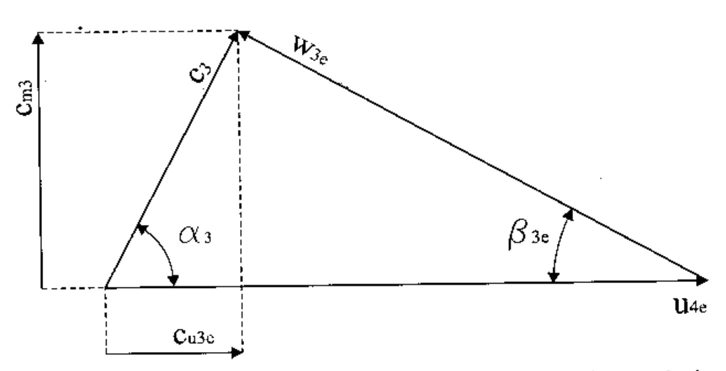


Fig. 6.7 Triângulo de velocidades para o ponto exterior da aresta de entrada de um rotor radial.

Ou seja:

$$u_{4e\,máx} = \frac{w_{3e\,máx}\ \cos\beta_{3e}}{1 - \dfrac{c_{u3e}}{u_{4e}}} \quad (6.26)$$

e

$$c_{m3\,máx} = w_{3e\,máx}\ \mathrm{sen}\beta_{3e} \quad (6.27)$$

Com base nesses valores e conhecida a geometria do rotor na admissão (principalmente o diâmetro $\mathbf{D_{4e}}$), pode-se calcular os valores máximos da velocidade de rotação e do fluxo mássico (ou da vazão) de um turbocompressor.

Para os rotores de turbocompressores, é usual uma entrada sem giro da corrente fluida, $\mathbf{c_{u3e} = 0}$ ($\alpha_3 = 90°$), sendo recomendado $\beta_{3e} = 32$ **a 33°** para evitar risco de choque sônico.

É importante também observar que nos **turbocompressores axiais**, o ponto $\mathbf{4_e}$ corresponde à ponta das pás na entrada do primeiro estágio do rotor e que, nos **rotores radiais de baixa velocidade de rotação específica**, embora a velocidade $\mathbf{w_{3e}}$ seja inferior à velocidade do som, esta pode ser freqüentemente ultrapassada pela velocidade absoluta na saída do rotor, provocando choque sônico no bordo de ataque das pás do difusor, normalmente sem causar perdas de energia significativas.

Finalmente, embora a influência geralmente negativa do choque sônico e as providências no sentido de evitá-lo nos turbocompressores tradicionais, deve-se mencionar a existência, modernamente, de turbocompressores nos quais a velocidade do som é ultrapassada sem que haja uma diminuição do rendimento. São os chamados **turbocompressores transônicos** (*transonic turbocompressors*) ou os **turbocompressores supersônicos** (*supersonic turbocompressors*), onde as vantagens do choque sônico, como o aumento brusco da densidade do gás logo após a seção do choque, são utilizadas juntamente com alguns cuidados que reduzem os seus efeitos negativos, como a adoção de perfis aerodinâmicos com bordo de ataque bastante agudo na construção das suas pás. As complicações que acontecem neste tipo de turbocompressor,

como problemas de resistência de materiais, vibrações, instabilidade de escoamento e outros, ainda limitam o seu uso a certos casos especiais.

6.6 Exercícios resolvidos

1. O teste de uma bomba, girando na sua velocidade de projeto $n = 3500$ rpm e operando com água de massa específica $\rho = 1000$ kg/m^3, revelou os seguintes dados para o ponto de melhor rendimento:
   - **pressão manométrica** (*gage pressure*) na descarga da bomba: $p_d = 360$ kPa;
   - pressão manométrica na admissão (sucção) da bomba: $p_a = -40$ kPa;
   - velocidade na admissão da bomba: $c_a = 4{,}0$ m/s;
   - vazão: $Q = 8{,}0$ l/s;
   - torque no eixo: $M_e = 14$ Nm;
   - altura de sucção geométrica do teste (não a máxima): $H_{sg} = 1{,}0$ m.

   Sabendo-se que os manômetros encontram-se instalados, na admissão e descarga da bomba, nivelados e em pontos onde as canalizações possuem o mesmo diâmetro, determinar:

   a) a altura de elevação da bomba;
   b) o seu tipo;
   c) o seu rendimento total;
   d) o $NPSH_b$ requerido, de maneira aproximada;
   e) a perda de carga na canalização de sucção (admissão), considerando-se que o reservatório de sucção encontra-se aberto.

SOLUÇÃO:

A equação (1.5) aplicada à admissão e descarga da bomba do teste estabelece:

$$Y = \frac{p_d - p_a}{\rho} + \frac{1}{2}\left(c_d^2 - c_a^2\right) + g\left(z_d - z_a\right)$$

Como as velocidades de admissão e descarga são iguais, em decorrência dos diâmetros iguais, e os manômetros encontram-se nivelados (mesma cota), a equação anterior reduz-se a:

$$Y = \frac{p_d - p_a}{\rho} = \frac{[360 - (-40)]10^3}{1000} = 400 \text{ J/kg}$$

$$H = \frac{Y}{g} = \frac{400}{9{,}81} = 40{,}77 \text{ m} \quad (\text{Resposta a})$$

Pela definição de velocidade de rotação específica (Eq. 5.34):

$$n_{qA} = 10^3 \frac{n}{60} \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} = 10^3 \frac{3500}{60} \frac{(8{,}0.10^{-3})^{0,5}}{400^{0,75}} = 58{,}33$$

Pelo Quadro 5.1, para $n_{qA} = 58{,}33 \Rightarrow$ Bomba centrífuga (Resposta b)

A partir da equação (1.28) pode-se escrever para a potência no eixo:

$$P_e = \frac{M_e \,.\, \pi \,.\, n}{30} = \frac{14 \,.\, \pi \,.\, 3500}{30} = 5131{,}27 \text{ W}$$

$$\eta_t = \frac{\rho.Q.Y}{P_e} = \frac{1000.8.10^{-3}.400}{5131{,}27} = 0{,}624 \quad \therefore \quad \eta_t = 62{,}4\%$$

(Resposta c)

A equação (6.6) propõe:

$$\sigma_{min} = 2{,}9.10^{-4}.n_{qA}^{4/3} = 2{,}9.10^{-4}(58{,}33)^{4/3} = 0{,}0656$$

Para um cálculo aproximado do $NPSH_b$ requerido, a partir do valor do coeficiente de cavitação σ_{min}, pode ser usada a equação (6.20). Ou seja:

$$NPSH_b \cong \sigma_{min}.H = 0{,}0656.40{,}77 \quad \therefore$$

$$NPSH_b = 2{,}67 \text{ m} \quad (\text{Resposta d})$$

Fazendo um balanço de energia entre um ponto situado na superfície do reservatório de sucção (nível de montante), cujas grandezas têm o subscrito "M", e um ponto na admissão da bomba, vem:

$$\frac{p_M}{\rho}+\frac{c_M^2}{2}+g.z_M=\frac{p_a}{\rho}+\frac{c_a^2}{2}+g.z_a+E_{ps}\quad \therefore$$

$$E_{ps}=\frac{p_M-p_a}{\rho}+\frac{c_M^2-c_a^2}{2}-g(z_a-z_M)$$

onde:

p_M = p_{atm} = 0 (pressão manométrica);

c_M = 0 (velocidade do líquido na superfície do reservatório de sucção);

$z_a - z_M = H_{sg}$ = altura de sucção geométrica.

Logo:

$$E_{ps}=-\frac{p_a}{\rho}-\frac{c_a^2}{2}-g.H_{sg}=-\frac{\left(-40.10^3\right)}{1000}-\frac{4^2}{2}-9{,}81.1{,}0\quad \therefore$$

$$E_{ps}=22{,}19\,\text{J/kg}$$

Ou, calculando a perda de carga na canalização de sucção em metros de coluna d'água :

$$H_{ps}=\frac{E_{ps}}{g}=\frac{22{,}19}{9{,}81}=2{,}26\,\text{m}\quad (\text{Resposta e})$$

2. As turbinas Kaplan da usina hidrelétrica de Passo Real, no rio Jacuí, apresentam as seguintes características nominais: H = 40 m e Q = 160 m³/s. Sabendo-se que a cota de instalação das turbinas (com relação ao nível do mar) é 276,5 m e que o nível d'água no canal de fuga (nível de jusante) tem o seu valor mínimo na cota de 281 m (também com relação ao nível do mar), qual será o menor número de pólos a ser utilizado nos geradores elétricos de 60 Hz acoplados diretamente ao eixo das turbinas e qual será a velocidade de rotação com que deverão operar de maneira a não cavitar? Considerar a temperatura da água a 20°C.

SOLUÇÃO:

Pela equação (6.17):

$$p_{atm}=10330-\frac{z_J}{0{,}9}=10330-\frac{281}{0{,}9}=10018\,\text{kgf/m}^2$$

Do Quadro 6.2, para $t_{água} = 20°C$, retiram-se os valores:

$\gamma = 998\ kgf/m^3$ e $p_v = 238\ kgf/m^2$

Como as turbinas encontram-se instaladas abaixo do nível d'água, no canal de fuga, isto caracteriza uma instalação do tipo afogada e o valor da altura de sucção máxima, $H_{sgmáx}$, neste caso negativo, pode ser calculado por:

$$H_{sgmáx} = z_T - z_J = 276{,}5 - 281 = -4{,}5\ m$$

onde :

z_T = cota de instalação das turbinas;

z_J = cota do nível mínimo da água no canal de fuga (nível de jusante).

A equação (6.16) estabelece:

$$H_{sgmáx} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{min} \ . \ H \quad \therefore$$

$$\sigma_{min} = \frac{\dfrac{p_{atm} - p_v}{\gamma} - H_{sgmáx}}{H} = \frac{\dfrac{10018 - 238}{998} - (-4{,}5)}{40} = 0{,}357$$

Como se trata de turbinas do tipo Kaplan, de acordo com a equação (6.5), tem-se:

$$\sigma_{min} = 0{,}28 + 2{,}124.10^{-9}\, n_{qA}^3 \quad \therefore$$

$$n_{qA} = \left(\frac{\sigma_{min} - 0{,}28}{2{,}124.10^{-9}}\right)^{1/3} = \left(\frac{0{,}357 - 0{,}28}{2{,}124.10^{-9}}\right)^{1/3} = 330{,}96$$

E, a partir da equação (5.34), com $Y = g\ .\ H = 9{,}81\ .\ 40 = 392{,}4\ J/kg$, chega-se a:

$$n = \frac{n_{qA}.Y^{3/4}}{10^3.Q^{1/2}} = \frac{330{,}96\,(392{,}4)^{0{,}75}}{10^3\,(160)^{0{,}5}} = 2{,}31\ rps = 138{,}4\ rpm$$

Aplicando a equação dos geradores síncronos (13.46):

$$p = \frac{2.f(Hz)}{n(rps)} = \frac{2.60}{2,31} = 51,95 \text{ pólos}$$

Como o número de pólos do gerador elétrico tem de ser inteiro e par, adotar-se-á o número superior mais próximo que satisfaça a esta condição. Ou seja:

$$p = 52 \text{ pólos (26 pares de pólos)} \quad \Leftarrow \quad \text{(Resposta a)}$$

O valor definitivo da velocidade de rotação da turbina será então:

$$n = \frac{2\ .\ f}{p} = \frac{2\ .\ 60}{52} = 2{,}308 \text{ rps} = 138{,}46 \text{ rpm} \quad \text{(Resposta b)}$$

3. Calcular o diâmetro comercial mínimo, para que não ocorra cavitação, da canalização de sucção de uma bomba cujo $NPSH_b = 2{,}0$ m . O fluido bombeado é água na temperatura de 75 °C e as características da instalação são as seguintes:
   - comprimento equivalente total da canalização de sucção (incluindo os dos acessórios) = 85,0 m;
   - nível do líquido no reservatório de sucção (aberto à atmosfera) = 2,5 m abaixo do eixo da bomba;
   - vazão da bomba = 45,0 m³/h;
   - altitude do local de instalação = nível do mar.

Observação: utilizar a tabela da Fig. 6.8 para o cálculo da perda de carga.

KSB

TABELAS DE PERDAS DE PRESSÃO

EM TUBULAÇÕES, CURVAS, VÁLVULAS E REGISTROS

2.001

OBSERVAÇÃO REFERENTE À TABELA 1:

Para tubos de aço sem costura, de alumínio ou plástico rígido as perdas reduzem-se em ca. 20% (fator 0,8). Êstes tubos porém quando providos de juntas rápidas oferecem maiores perdas, sendo preferível não aplicar fatôr de redução sôbre a tabela acima.

Com tubos usados, sòmente se poderá determinar o encrostamento e as consequentes perdas exatas, mediante teste, porém para efeito de cálculo estimativo poderá considerar-se um aumento de ca. 3% por ano de uso sôbre os valôres da Tabela 1.

Para a sucção não poderá ser aplicado diâmetro de tubo que provoque velocidade excessiva da água e conseqüente falha da bomba (quebra da coluna de vácuo). Êste limite de velocidade (2 m/seg.) está expresso na tabela pela linha pronunciada: para a sucção não poderão ser aplicados diâmetros cujas perdas estejam abaixo ou à esquerda desta linha.

Por exemplo: Para vazão de 20 m3/hora - diâmetro mínimo para a sucção: 2.1/2"

Para vazão de 200 m3/hora - diâmetro mínimo para a sucção: 8" etc.

NOTA IMPORTANTE: Os diâmetros dos flanges das bombas hidráulicas não indicam os diâmetros dos tubos de sucção e recalque a serem usados. Êstes devem ser escolhidos pela tabela 1, usando-se, quando necessário, peças redutoras entre a bomba e as tubulações.

Tabela 1 — **PERDAS DE PRESSÃO POR ATRITO EM TUBULAÇÕES**
Valôres para tubos novos de ferro fundido ou galvanizados em metros por 100 m de tubo — KSB

VAZÃO lts./seg.	VAZÃO lts./min.	VAZÃO m³/hora	DIÂMETRO NOMINAL 20mm ¾ pol.	25 1	32 1. ¼	40 1. ½	50 2	65 2. ½	80 3	100 4	125 5	150 6	200 8	250 10	300 12
0,28	16,7	1	7,6	2,70	0,75	0,22	0,08								
0,42	25,0	1,5	16,0	6,00	1,60	0,50	0,17								
0,56	33,4	2	27,0	10,00	2,70	0,80	0,28	0,07							
0,84	50,0	3	68,0	21,50	6,00	1,80	0,60	0,16	0,05						
1,11	66,6	4	100,0	27,00	10,00	3,00	1,05	0,27	0,10						
1,39	83,4	5		55,00	15,50	4,70	1,60	0,42	0,15	0,05					
1,67	100	6		80,00	22,00	6,60	2,20	0,60	0,20	0,07					
2,22	133	8			37,00	11,50	3,90	1,00	0,35	0,13					
2,78	167	10			56,00	17,00	5,70	1,50	0,50	0,20	0,06				
3,47	209	12,5			85,00	26,00	8,60	2,30	0,80	0,28	0,09				
4,16	250	15				37,00	12,50	3,30	1,10	0,40	0,13	0,05			
4,86	291	17,5				47,00	16,00	4,20	1,40	0,50	0,17	0,06			
5,55	334	20				63,00	21,50	5,70	2,00	0,70	0,23	0,09			
5,95	416	25				95,00	33,00	8,50	3,00	1,10	0,35	0,13			
8,34	500	30					45,00	12,00	4,20	1,50	0,50	0,20	0,05		
9,72	584	35	PARA A SUCÇÃO NÃO				61,0	16,00	5,70	2,00	0,65	0,24	0,06		
11,10	666	40					78,0	20,50	7,00	2,50	0,80	0,30	0,08		
12,50	750	45					100,0	26,00	9,00	3,10	1,00	0,40	0,10		
13,90	834	50						32,00	11,00	3,80	1,25	0,50	0,12		
16,70	1000	60	UTILIZAR OS VALÔRES DÊSTE					45,00	16,00	5,50	1,60	0,70	0,16	0,05	
19,5	1170	70	LADO DA LINHA PRONUNCIADA					60,00	21,00	7,20	2,40	0,90	0,21	0,07	
22,2	1335	80						76,00	26,50	9,20	3,10	1,20	0,27	0,09	
25,0	1500	90							34,00	12,00	3,80	1,40	0,35	0,12	
27,8	1670	100	(VELOCIDADE EXCESSIVA NO TUBO)						40,00	14,00	4,70	1,80	0,42	0,14	
33,4	2000	120							56,00	20,00	5,60	2,50	0,60	0,20	0,08
38,9	2335	140							80,00	27,00	9,00	3,20	0,80	0,26	0,10
44,5	2670	160								35,00	11,50	4,25	1,00	0,34	0,13
50,0	3000	180								43,00	14,00	5,30	1,25	0,42	0,17
55,6	3335	200								50,00	17,50	6,50	1,60	0,60	0,20
69,5	4165	250								80,00	26,50	10,00	2,30	0,80	0,32
83,4	5000	300									36,00	14,00	3,30	1,10	0,45
97,2	5835	350										19,00	4,60	1,50	0,60
111,0	6670	400											5,80	1,90	0,80
125,0	7515	450											7,00	2,40	1,00
138,7	8340	500												2,90	1,20

Fig. 6.8 Tabela de perda de carga em tubulações (Fonte: KSB).

SOLUÇÃO:

Do Quadro 6.2, para água na temperatura de 75°C, retira-se:

$p_v = 3929$ kgf/m² e $\gamma = 975$ kgf/m³.

Já a equação (6.9) estabelece:

$$NPSH_d = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{c_2^2}{2}$$

No caso presente:

$c_2 = 0$ (velocidade da água na superfície do reservatório de sucção);
$p_2 = p_{atm}$ (reservatório aberto à atmosfera);

onde, pela equação (6.17), tem-se para instalação ao nível do mar:

$$p_{atm} = 10330 - \frac{z_M}{0,9} = 10330 - \frac{0}{0,9} = 10330 \text{ kgf/m}^2$$

De maneira análoga à dedução da equação (6.18), quando $NPSH_d = NPSH_b$, pela condição limite de cavitação, conclui-se que $H_{ps} = H_{psmáx}$ e a equação (6.9) assume a forma:

$$H_{psmáx} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sg} - NPSH_b = \frac{10330}{975} - \frac{3929}{975} - 2,5 - 2,0 = 2,06 \text{ m}$$

Esta será a perda de carga máxima admitida, para que não ocorra cavitação, numa canalização de sucção cujo comprimento equivalente total é de 85,0 m. Como os valores das perdas indicados na tabela da Fig. 6.8 correspondem a 100 m de canalização, fazendo a conversão da $H_{psmáx}$,calculado para este comprimento de tubo, obtém-se:

$$\left(H_{psmáx}\right)_{100\,m} = 100\ \frac{2,06}{85,0} = 2,42 \text{ m}$$

Pela tabela da Fig. 6.8, para uma vazão de 45 m^3/h, o valor imediatamente abaixo de 2,42 m é 1,00 m que corresponde ao diâmetro nominal de **5"(125 mm).** Logo, este é o diâmetro comercial mínimo da canalização, para evitar o risco de cavitação.

6.7 Exercícios propostos

1. Uma das quatro turbinas Francis do aproveitamento hidrelétrico de Itaúba, no rio Jacuí, foi projetada para uma vazão de 153 m^3/s, quando trabalhar sob uma altura de queda de 89,5 m. Durante o seu funcionamento o afogamento mínimo previsto (altura de sucção máxima negativa) é de 2,5 m, sendo a altitude do nível de jusante igual a 94,5 m (acima do nível do mar). O rendimento total da turbina é de 95% e ela deverá trabalhar acoplada diretamente a um gerador elétrico de 60 Hz. Considerar a temperatura da água igual a 15 °C. Determinar, utilizando a equação(6.3) para expressar a relação entre o coeficiente de cavitação e a velocidade de rotação específica:
   a) o número de pólos do gerador de 60 Hz;
   b) a velocidade de rotação da turbina;
   c) a potência no eixo da turbina.
   Respostas:
   a) p = 48 pólos; b) n = 150 rpm = 2,5 rps; c) Pe = 127,5 MW.

2. Uma bomba de 7 estágios em série foi projetada para Q = 702 m^3/h, H = 210 m e n = 1185 rpm. Estando esta bomba funcionando em suas condições de projeto e nestas condições succionando água na temperatura de 85°C de um reservatório aberto à atmosfera e ao nível do mar, calcular a sua altura de sucção máxima, considerando a velocidade na boca de sucção da bomba igual a 4,0 m/s e as perdas na canalização de sucção igual 1,35 m.
   Resposta: $H_{sgmáx} = -2,9$ m (bomba afogada)

3. Um fabricante de turbinas hidráulicas oferece à venda uma turbina, garantindo um rendimento total de 75% para uma potência de 200 kW, no caso da turbina trabalhar com uma altura de queda de 3,0 m e 250 rpm. Se um possível comprador dispuser de uma altura de queda de 5,0 m e nela quiser instalar a turbina oferecida, determinar:

a) o tipo de turbina que está sendo oferecida;
b) a potência que será obtida;
c) a velocidade de rotação com que irá operar;
d) a altura que deverá ser instalada a turbina com relação ao nível de jusante, para que não haja risco de cavitação.

Considerar a temperatura d'água igual a 15°C, a pressão atmosférica no nível de jusante da instalação igual a 98,1 kPa e o rendimento da turbina invariável com a variação da altura de queda.

Respostas: a) Tipo de turbina: Kaplan ou Hélice ($n_{qA} = 993,1$);
b) $P'_e = 430,3$ kW; c) $n' = 322,75$ rpm;
d) $H_{sgmáx} = -1,94$ m (instalação do tipo afogada).

4. Uma bomba projetada para $Q = 27$ l/s e $n = 3000$ rpm, encontra-se funcionando no seu ponto de projeto e nesta situação succionando água na temperatura de 15 °C de um reservatório submetido à pressão atmosférica 98,1 kPa. O manômetro na admissão da bomba acusa uma pressão manométrica de $-9,81$ kPa e o de descarga, 29,43 kPa. A bomba tem seu eixo situado a 0,7 m acima do nível de sucção. Sabendo-se que os manômetros estão nivelados, que as canalizações de admissão e descarga da bomba têm o mesmo diâmetro e desprezando a velocidade na boca de sucção da bomba, dizer se há risco ou não de cavitação nesta bomba (justificando pelo cálculo) e indicar o seu tipo.
Respostas:
a) não há risco de cavitação porque $H_{sgmáx} = 4,63\ 5 > 2\ H_{sg} = 0,7$m.
b) a bomba é do tipo axial porque $n_{qA} = 523,6$.

5. Uma turbina modelo de 390 mm de diâmetro desenvolve 9 kW de potência com um rendimento de 70%, a uma velocidade de 1500 rpm e sob uma queda de 10 m. Um protótipo geometricamente semelhante, de 1950 mm de diâmetro, operará sob uma queda de 40 m. Que valores serão esperados para a velocidade de rotação e para a potência desta turbina protótipo, levando em consideração o efeito de escala sobre o rendimento. Calcular também a altura de sucção máxima desta turbina, considerando a temperatura d'água igual a 20°C e o nível de jusante situado na mesma cota do nível do mar.
Respostas: a) $n_p = 600$ rpm $= 10$ rps; b) $P_{ep} = 1993$ kW; c) $H_{sgmáx} = -3,1$ m.

6. Uma bomba centrífuga, operando no seu ponto de projeto, alimenta um sistema de irrigação por aspersão fornecendo uma vazão de 126 l/s. O catálogo do fabricante da bomba indica para esta vazão um $NPSH_b$ = 7,62 m. Manômetros instalados na sucção e descarga da bomba, num mesmo nível e em canalizações de mesmo diâmetro, indicam, respectivamente, pressões relativas (manométricas) de − 34,34 kPa e 946,67 kPa. A água no reservatório aberto de sucção encontra-se na temperatura de 20°C e o seu nível está a 2,0 m abaixo do eixo (horizontal) da bomba. A extremidade da canalização de descarga, onde estão instalados os bocais aspersores, está localizada a 50 m acima do eixo da bomba e a pressão na entrada dos bocais é de 343,35 kPa. Sabendo-se que o diâmetro na boca de sucção (admissão) da bomba é de 200 mm e que a pressão atmosférica no local da instalação é de 98,1 kPa, pede-se para:
   a) dizer se há risco de cavitação nesta instalação, justificando a resposta;
   b) calcular o coeficiente de cavitação da bomba;
   c) calcular a perda de carga na canalização de admissão (sucção) e na canalização de descarga (recalque) da bomba;
   d) determinar a velocidade de rotação aproximada da bomba.

   Respostas:
   a) Há risco de cavitação, pois $NPSH_d$ = 7,1 m < $NPSH_b$ = 7,62 m;
   b) σ_{min} = 0,06786;
   c) H_{pa} = 0,68 m e H_{pd} = 11,62 m;
   d) n ≅ 1774 rpm.

7
EMPUXOS AXIAL E RADIAL

No projeto dos mancais de uma máquina de fluxo, além dos esforços normalmente presentes em outros tipos de máquinas como o peso da parte rotativa (eixo e rotor), possíveis desbalanceamentos (desequilíbrio radial de massa) e os provenientes do tipo de transmissão de potência (polia e correia, por exemplo), é necessário considerar a ação de forças oriundas do desequilíbrio de pressões, tanto de caráter estático como dinâmico, gerado pelo próprio fluido em escoamento.

Assim, a diferença de pressão estática entre a saída e a entrada do rotor de uma máquina de fluxo, bem como os efeitos dinâmicos provenientes da mudança de direção da corrente fluida ao passar pelo rotor, podem originar uma força no sentido axial da máquina, que será suportada total ou parcialmente pelos seus mancais. Esta força, denominada de **empuxo axial** (*axial thrust*), encontra-se normalmente presente nas máquinas de fluxo de reação, enquanto, nas máquinas de fluxo de ação ela pode ser naturalmente neutralizada por medidas construtivas, como acontece nas turbinas hidráulicas do tipo Pelton.

Nas máquinas de fluxo com sistema diretor em forma de caixa espiral, também chamado de caracol ou voluta, a variação de pressão experimentada pelo fluido em escoamento através do sistema diretor produz uma força resultante na direção radial, denominada de **empuxo radial** (*radial thrust*).

Normalmente nula para o ponto de projeto, esta força pode assumir valores consideráveis quando se afasta deste ponto, como acontece na partida de uma bomba centrífuga com o registro de descarga fechado (vazão nula). O valor deste desequilíbrio radial é função das dimensões do rotor, da pressão a que se encontra submetido e do grau de afastamento do ponto de projeto da máquina.

7.1 Empuxo axial em rotores axiais

Embora as conclusões sejam válidas também para as máquinas de fluxo motoras, considera-se para a presente análise o caso de uma máquina de fluxo geradora axial (bomba ou ventilador) trabalhando com um fluido incompressível.

Para este tipo de máquina, fazendo o balanço energético entre os pontos **3** e **6**, situados, respectivamente, na entrada e na saída do rotor, em regiões não perturbadas pelas pás, e desconsiderando as perdas no sistema diretor, pode-se escrever para a energia específica de pressão estática:

$$\frac{p_6 - p_3}{\rho} = Y_{est} = Y - \frac{c_6^2 - c_3^2}{2} \qquad (7.1)$$

onde:

p_6 = pressão estática imediatamente após ao rotor, em N/m^2;
p_3 = pressão estática imediatamente antes do rotor, em N/m^2;
ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3;
Y_{est} = energia específica correspondente à diferença de pressão estática, em J/kg;
Y = salto energético específico que ocorre na máquina, em J/kg;
c_6 = velocidade absoluta da corrente fluida, já uniformizada, após o rotor, em m/s;
c_3 = velocidade absoluta da corrente fluida, considerada uniforme, antes do rotor, em m/s.

Para áreas de entrada e saída iguais e $\alpha_3 = \mathbf{90°}$, tem-se $\mathbf{c_{m6} = c_{m3}} = \mathbf{c_3}$ e, a partir da Fig. 7.1, conclui-se que:

$$c_6^2 = c_{u6}^2 + c_{m6}^2 = c_{u6}^2 + c_3^2$$

Levando esta expressão à equação 7.1, chega-se a:

$$Y_{est} = Y - \frac{c_{u6}^2}{2} \qquad (7.2)$$

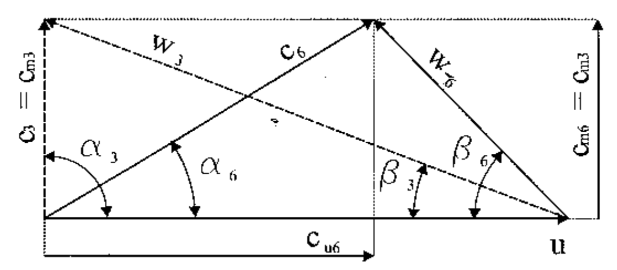


Fig. 7.1 Triângulos de velocidades para a entrada e a saída de um gerador axial.

Aplicando a equação fundamental das máquinas de fluxo geradoras (3.20) aos pontos **3** e **6** de uma máquina axial, situados em regiões não perturbadas pelas pás, ela se torna válida para rotores com um número qualquer de pás. Neste caso, como $\mathbf{u_6 = u_3 = u = \omega\, r}$, já que as linhas de corrente desenvolvem-se sobre superfícies cilíndricas com o mesmo eixo do rotor, pode-se escrever para um raio **r** qualquer do rotor:

$$Y_{pá} = u\,(c_{u6} - c_{u3}) = \omega\, r\,(c_{u6} - c_{u3}) \tag{7.3}$$

Para $\alpha_3 = 90°$ $(\mathbf{c_{u3} = 0})$ e sabendo-se que pela equação (4.10) $\mathbf{Y = Y_{pá}\, \eta_h}$, vem:

$$Y_{pá} = \omega\, r\, c_{u6} \qquad \therefore \qquad c_{u6} = \frac{Y_{pá}}{\omega\ r} = \frac{Y}{\omega\ r\, \eta_h}$$

Transportando este valor de $\mathbf{c_{u6}}$ para a equação (7.2), obtém-se:

$$Y_{est} = Y - \frac{Y^2}{2\ \omega^2\ r^2\ \eta_h} \tag{7.4}$$

A diferença de pressão estática $\mathbf{\Delta p_{est} = p_6 - p_3 = \rho\ Y_{est}}$ atuando sobre um anel circular elementar de raio **r** e largura **dr** (Fig. 7.2) dá origem à força elementar:

$$dF_t = \rho\ Y_{est}\ 2\,\pi\ r\ dr$$

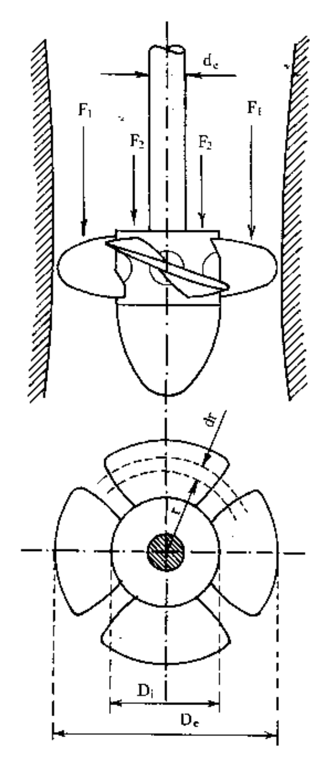


Fig. 7.2 Empuxo axial em rotores axiais.

Integrando esta força entre os raios, $\mathbf{r_i}$, do cubo do rotor, e $\mathbf{r_e}$, da extremidade das pás, tem-se o empuxo axial:

$$F_1 = 2\pi\ \rho \int_{r_i}^{r_e} Y_{est}\ r\ dr$$

Substituindo nesta expressão o valor de $\mathbf{Y_{est}}$ obtido na equação (7.4) e efetuando as operações, chega-se a:

$$F_1 = \pi\ \rho\ Y\left(r_e^2 - r_i^2 - \frac{Y}{\omega^2\ \eta_h^2}\ \ln\frac{r_e}{r_i} \right) \qquad (7.5)$$

A este empuxo deve-se adicionar a força $\mathbf{F_2}$ devida à diferença de pressão estática sobre as duas faces do cubo que, de maneira aproximada, pode ser estimada como se a força oriunda da diferença de pressão estática $\mathbf{p_6} - \mathbf{p_3}$, calculada para raio $\mathbf{r} = \mathbf{r_i}$, permanecesse constante sobre toda a face do cubo, ou seja, uniformemente distribuída sobre uma superfície circular de área $\pi\ r_i^2$ (desconsiderando a área correspondente à seção do eixo). Desta maneira:

$$F_2 = \pi\ r_i^2\ \rho\ Y \left(1 - \frac{Y}{2\,\omega^2\ r_i^2\ \eta_h^2} \right) \tag{7.6}$$

Logo, o empuxo axial total resultante para um rotor axial será:

$$F_a = F_1 + F_2 = \pi\ \rho\ Y \left[r_e^2 - \frac{Y}{\omega^2\ \eta_h^2} \left(\ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{2} \right) \right] \tag{7.7}$$

onde:

F_a = empuxo axial, em N;
ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m³;
Y = salto energético específico da máquina de fluxo, em J/kg;
r_e = raio externo do rotor, em m;
r_i = raio interno das pás do rotor, ou, raio do cubo do rotor, em m;
ω = velocidade angular de rotação do rotor, em rd/s;
η_h = rendimento hidráulico do rotor.

Para um cálculo aproximado do empuxo axial, pode ser utilizada a fórmula indicada por Jorgensen,[1] que consiste numa simplificação da equação (7.7) em favor da segurança, desprezando o seu termo subtrativo. Ou seja:

$$F_a = \pi\ r_e^2\ \rho\ Y \tag{7.8}$$

---

[1] JORGENSEN R., *Fan engineering.*

7.2 Empuxo axial em rotores radiais

Para ilustrar a análise do empuxo axial em rotores radiais, será utilizado o corte longitudinal do rotor de uma máquina de fluxo geradora (Fig. 7.3), com admissão unilateral (sucção simples).

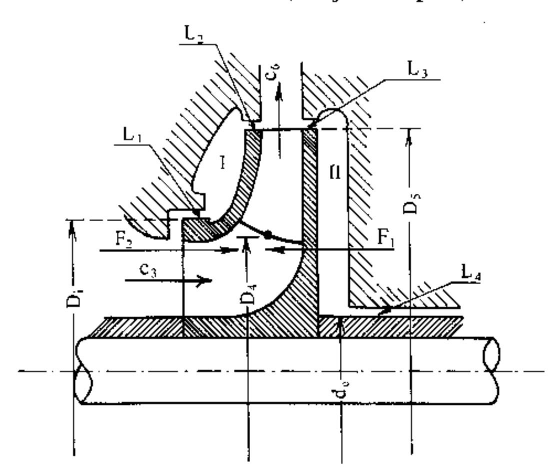


Fig. 7.3 Empuxo axial em rotores radiais.

Tomando em consideração o recinto **I**, limitado pelo disco dianteiro do rotor e a parede da carcaça da máquina, e o recinto **II**, situado entre o disco traseiro do rotor e a carcaça, verifica-se que as regiões destes recintos situadas junto ao diâmetro exterior do rotor (labirintos $\mathbf{L_2}$ e $\mathbf{L_3}$) encontram-se submetidas a uma mesma pressão, que se pode admitir como igual a pressão $\mathbf{p_6}$ existente na saída do rotor.

Encaminhando-se radialmente para o interior dos recintos, no sentido de uma diminuição do raio, a pressão vai diminuindo porque o fluido contido nos mesmos está animado por um movimento rotativo, provocado pelo atrito com os discos dianteiro e traseiro do rotor. Segundo a hipótese mais freqüentemente utilizada, a velocidade de rotação do fluido nos recintos **I** e **II** é considerada igual à metade da velocidade angular do rotor. Pfleiderer & Petermann[2] admitem que a velocidade do fluido pode assumir um valor um pouco menor, cerca de **40%** da velocidade

[2] PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo.*

do rotor, para o recinto **II**, e um valor bem maior, cerca de **80%** da velocidade do rotor, ou mais, para o recinto **I**, dependendo da largura do labirinto L_1.

De acordo com a primeira hipótese, a pressão nos recintos **I** e **II** vai diminuindo por efeito da força centrífuga segundo uma curva em forma de parábola cujo eixo coincide com o eixo de rotação do rotor. Ou seja, com o fluido contido nos recintos mencionados girando em bloco com a mesma velocidade angular (vórtice forçado), pode-se escrever:

$$p_6 - p = \frac{\rho}{2}\left(u_5^2 - u^2\right) = \rho\ \omega^2\ \frac{r_5^2 - r^2}{8} \qquad (7.9)$$

onde:

p_6 = pressão na saída do rotor, numa região referenciada pelo raio exterior do rotor, $\mathbf{r_5}$, uma vez que os pontos **5** e **6** são considerados muito próximos, em N/m^2;

p = pressão num ponto genérico de raio **r**, em N/m^2;

ρ = massa específica do fluido de trabalho que preenche os recintos **I** e **II**, em kg/m^3;

u_5 = velocidade tangencial do fluido em um ponto na saída do rotor, em m/s;

u = velocidade tangencial do fluido em um ponto de raio **r**, em m/s;

ω = velocidade angular de rotação do rotor, em rd/s;

r_5 = raio exterior do rotor, em m;

r = raio de um ponto genérico nos recintos considerados, em m.

Por outro lado, a sobrepressão em um raio qualquer **r** em relação à pressão no lado de admissão do rotor pode ser expressa por:

$$\Delta p = p - p_3 = \left(p_6 - p_3\right) - \left(p_6 - p\right) \qquad (7.10)$$

onde:

Δp = diferença de pressão entre um raio genérico, **r**, nos recintos **I** e **II**, e a pressão na boca de admissão do rotor, em N/m^2;

p_3 = pressão na boca de admissão do rotor, em N/m^2;

Substituindo, na equação (7.10), as diferenças de pressão $\mathbf{p_6 - p_3}$ e $\mathbf{p_6 - p}$ pelos seus valores nas equações (7.1) e (7.9), chega-se a:

$$\Delta p = \rho \left(Y_{est} - \omega^2 \frac{r_5^2 - r^2}{8} \right) \qquad (7.11)$$

Aplicando esta diferença de pressão sobre uma coroa circular elementar compreendida pelas circunferências de raios **r** e **r +dr** surge a força elementar:

$$dF = 2\pi \; r \; dr \; \Delta p$$

Como supõe-se as mesmas condições para ambos os lados do rotor, estas forças contrapõem-se e anulam-se, exceto para a superfície anular compreendida pelos raios $\mathbf{r_i}$, do labirinto de vedação $\mathbf{L_1}$, e o raio do eixo, $\mathbf{r_{eixo}}$. A força resultante, $\mathbf{F_1}$, será então obtida pela integração:

$$F_1 = \int_{r_{eixo}}^{r_i} dF = \int_{r_{eixo}}^{r_i} 2\pi \; r \; dr \; \Delta p = \int_{r_{eixo}}^{r_i} 2\pi \; r \; \rho \left(Y_{est} - \omega^2 \frac{r_5^2 - r^2}{8} \right) dr$$

ou ainda:

$$F_1 = \pi \; \rho \; \left(r_i^2 - r_{eixo}^2\right) \left[Y_{est} - \frac{u_5^2}{8} + \frac{\omega^2}{16} \left(r_i^2 + r_{eixo}^2\right) \right] \qquad (7.12)$$

$r_i = D_i/2$ = raio do labirinto, $\mathbf{L_1}$, de vedação entre a parede externa da boca de sucção do rotor e a carcaça da máquina, em m;

$r_{eixo} = d_e/2$ = raio do eixo do rotor, incluindo possíveis luvas de proteção, em m;

$Y_{est} = Y - \dfrac{c_6^2 - c_3^2}{2}$ = diferença de energia de pressão estática entre a saída e a entrada do rotor de uma máquina de fluxo geradora radial, em J/kg.

Contrapondo-se à força $\mathbf{F_1}$ e atuando na boca de sucção do rotor, existe uma força $\mathbf{F_2}$ oriunda da mudança brusca de direção que o fluido sofre na entrada do rotor, ao passar de uma direção axial para uma direção radial. Pelo teorema do impulso ou da quantidade de movimento, esta força pode ser expressa por:

$$F_2 = \rho \; Q \; c_3 \qquad (7.13)$$

onde:
ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3;
Q = vazão que entra no rotor, em m^3/s;
c_3 = velocidade do fluido na boca de admissão ou sucção do rotor, em m/s.

Normalmente, a força $\mathbf{F_1}$, dirigida contra a boca de sucção do rotor, é muito maior que a $\mathbf{F_2}$, o que não acontece entretanto no caso dos ventiladores de baixa pressão, no qual o valor desta última é bastante significativo.

O empuxo axial resultante para uma máquina de fluxo radial pode, então, ser calculado pela expressão:

$$F_a = i\,(F_1 - F_2) \qquad (7.14)$$

onde:
F_a = empuxo axial resultante de uma máquina de fluxo radial, em N;
i = número de estágios da máquina de fluxo, adimensional.

Para máquinas de eixo vertical, deve-se, ainda, levar em conta o peso próprio das partes girantes para o cálculo dos mancais.

7.3 Compensação do empuxo axial em rotores radiais

O projeto de mancais axiais para suportar todo o empuxo que atua sobre um rotor radial poderá, em muitos casos, levar a superfícies de apoio de grandes dimensões, com enormes perdas por atrito. Além de antieconômica, esta solução implicará na diminuição do rendimento mecânico da máquina. Isto faz com que se busque formas construtivas para reduzir ou eliminar este empuxo nas máquinas de fluxo por meio de forças hidráulicas, tomando cuidado para que estas medidas não provoquem uma redução inaceitável do rendimento total.

No caso de máquinas de fluxo geradoras radiais com velocidade de rotação específica elevada que operam com vazões médias e altas, a **compensação do empuxo axial** (*balancing axial thrust*) pode ser obtida com a utilização de rotores de dupla sucção (admissão bilateral) (Fig. 7.4). Em se tratando de máquinas de vários estágios, pares de rotores iguais podem ser instalados, sobre o mesmo eixo, com admissões opostas. À medida que aumenta o número de estágios, no entanto, esta solução

deixa de apresentar vantagens, diante da complexidade crescente da construção dos canais de comunicação entre os diversos rotores.

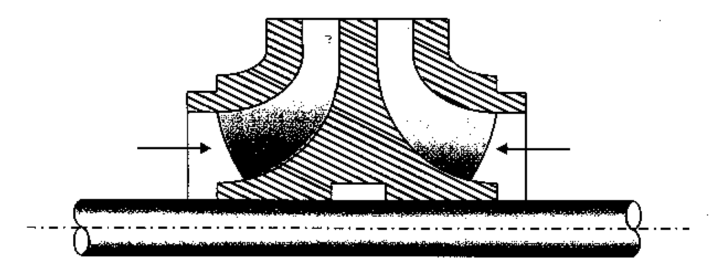


Fig. 7.4 Rotor de dupla sucção ou admissão bilateral.

Embora os rotores de dupla sucção sejam simétricos, é inevitável que, durante a vida útil da máquina, ocorram pequenas diferenças de vazão entre cada uma das bocas de admissão, desvios na centralização dos rotores, ou desgastes diferenciados nos labirintos de vedação, com um conseqüente desequilíbrio axial. Para levar em conta estas eventualidades, Tedeschi[3] aconselha calcular o empuxo total como se a máquina fosse de sucção simples (rotor de admissão unilateral) e prever um empuxo axial residual igual a **10%** do calculado.

Nas máquinas de fluxo de sucção simples, o sistema mais comum para a compensação do empuxo axial é a construção de labirintos equivalentes nos dois lados do rotor (Fig. 7.5), em conjunto com furos executados no disco traseiro, se possível com os bordos arredondados na extremidade em contato com o recinto formado por este disco e a carcaça da máquina (câmara de compensação), colocando em comunicação este recinto com a boca de sucção do rotor. Esta comunicação também pode ser feita através de um conduto exterior, que apresenta como vantagem sobre os orifícios de compensação o fato de não produzirem, como estes, um fluxo de retorno em oposição ao fluxo principal na boca de sucção do rotor, que provoca distúrbios do escoamento nesta região. A compensação do empuxo axial por este método nunca é completa, sendo aconselhável, segundo Tedeschi,[4] admitir-se um empuxo axial residual da ordem de **20%** do empuxo total, para o cálculo dos mancais.

---

[3] TEDESCHI, P. *Proyecto de máquinas.*
[4] Ibidem.

Deve ser ainda observado que o empuxo axial varia para vazões diferentes da nominal (vazão de projeto), normalmente aumentando para vazões menores e diminuindo para vazões maiores que a nominal.

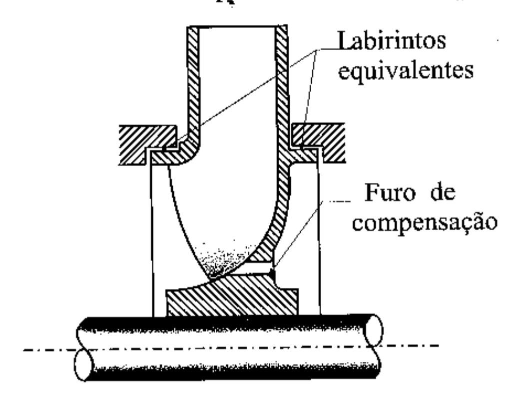


Fig. 7.5 Compensação do empuxo axial por labirintos equivalentes e furo de compensação.

Uma outra forma de compensação para rotores de admissão unilateral, considerada por Stepanoff[5] mais barata e mais efetiva que a anterior, é a colocação de nervuras radiais (normalmente em número de 4 a 6) na face dorsal do disco traseiro do rotor (Fig. 7.6). Estas nervuras aumentam o arraste do fluido contido no recinto **II** (câmara de compensação), aumentando a sua velocidade angular até valores próximos da velocidade do rotor e reduzindo, ainda mais, a pressão no dorso do rotor, de acordo com a equação (7.9). Como a pressão no recinto **I** permanece inalterada, pode-se alcançar o equilíbrio total do empuxo, sem as perdas por fuga inerentes ao uso de labirintos de vedação equivalentes e furos de compensação, mas com um consumo adicional de potência e perdas suplementares por atrito de disco. Esta disposição construtiva requer bastante cuidado quanto à centralização do rotor com relação ao plano de simetria axial do sistema diretor da máquina e exige que a face da carcaça próxima às nervuras seja usinada e plana.

[5] STEPANOFF, A. J. *Centrifugal and axial pumps.*

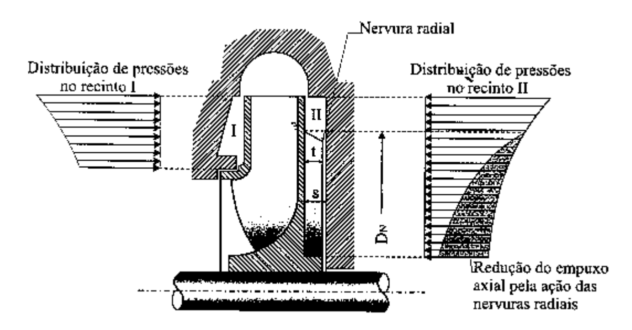


Fig. 7.6 Compensação do empuxo axial pela colocação de nervuras radiais no dorso do rotor.

Para o cálculo do diâmetro exterior das nervuras, $\mathbf{D_N}$ (Fig. 7.6), pode-se indicar uma fórmula baseada nos estudos de Stepanoff:[6]

$$D_N = \sqrt[4]{\left(\frac{27{,}16\ F_a}{\rho\ \omega'} - d_e^4\right)} \qquad (7.15)$$

onde:

D_N = diâmetro exterior das nervuras, em m;
F_a = empuxo axial a ser equilibrado, em N;
ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3;
d_e = diâmetro do eixo do rotor ou da luva de proteção (se existir), em m;
ω' = velocidade angular supostamente adquirida pelo fluido por efeito das nervuras, em rad/s.

A velocidade angular ω' pode ser calculada de maneira aproximada por:

$$\omega' = \frac{\omega}{2}\left(1 + \frac{t}{s}\right) \qquad (7.16)$$

onde:

ω = velocidade angular do rotor, em rad/s;
t = largura das nervuras, em m;
s = largura total da câmara de compensação (recinto II), em m.

[6] Ibidem.

Em máquinas de vários estágios (multicelulares), a compensação do empuxo pode-se verificar de várias formas: montando em série vários rotores equilibrados individualmente, dividindo os estágios em dois grupos iguais e reciprocamente opostos, ou usando um único disco ou tambor de compensação para todos os estágios.

A utilização de um único **disco de compensação** (*balancing disk*) permite a compensação total do empuxo axial em uma bomba centrífuga multicelular (Fig. 7.7). Este disco é colocado após o último estágio, solidamente ligado ao eixo da máquina e sujeito à pressão produzida pelo último rotor da bomba. O seu diâmetro deve ser suficientemente grande para que a pressão existente entre o último rotor e o disco de compensação provoque uma força que equilibre o empuxo axial total do conjunto de rotores.

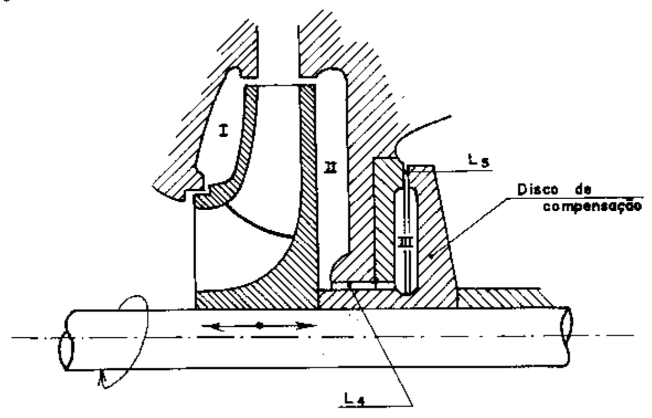


Fig. 7.7 Compensação do empuxo axial em bomba multicelular pela utilização de um disco de compensação.

A câmara de compensação **III** (Fig. 7.7) está em comunicação direta com a saída do último rotor através do labirinto $\mathbf{L_4}$, conseqüentemente, recebendo uma pressão um pouco inferior à pressão de recalque da bomba e com a sucção da bomba através do labirinto $\mathbf{L_5}$. Como o eixo fica livre para se movimentar na direção axial, quando o empuxo axial aumenta por uma causa qualquer, o conjunto eixo/disco de compensação desloca-se para a esquerda. Com isto, a folga axial no labirinto $\mathbf{L_5}$ diminui e a pressão na câmara de compensação (recinto III) aumenta, restabelecendo o equilíbrio primitivo com um pequeno deslo-

camento axial do conjunto móvel para a direita. A mesma compensação ocorre, porém em seqüência inversa, quando o empuxo diminui.

Os deslocamentos axiais que as partes móveis sofrem ao buscar o equilíbrio são da ordem de grandeza de centésimos de milímetro, pouco alterando o alinhamento dos eixos de simetria dos rotores e dos difusores (sistemas diretores) e permitindo a passagem do fluido entre rotor e sistema diretor sem maiores turbulências. Estes deslocamentos impedem, no entanto, o emprego de mancais axiais rígidos. No caso da utilização de mancais do tipo axial, mancais de escora, eles devem ser de construção elástica, suportados por molas ligadas à carcaça.

O empuxo axial também se encontra presente e com maior intensidade nos rotores abertos. Nestes, a inexistência do disco dianteiro faz com que a pressão sobre o disco traseiro seja apenas parcialmente compensada pela pressão no interior do rotor. Em máquinas pequenas, o empuxo axial resultante pode ser totalmente absorvido por mancais de escora. Já para máquinas de maior porte, é necessário a utilização de outros procedimentos, como o emprego de nervuras no dorso do rotor, ou, a remoção total ou parcial do disco traseiro, procedimento usual em rotores de bombas para o transporte de materiais fibrosos. Este procedimento além de reduzir o empuxo axial auxilia na autolimpeza dos rotores.

7.4 Empuxo radial

O sistema diretor em forma de caixa espiral ou **voluta** (*volute* ou *scroll*), usualmente empregado em bombas e ventiladores, é projetado de maneira a coletar o fluido proveniente do rotor e conduzi-lo até a boca de descarga da máquina.

O ponto inicial da espiral, usualmente denominado de **lingüeta** (*volute tongue*), deve situar-se a uma certa distância com relação à periferia do rotor, variável de acordo com a velocidade de rotação específica da máquina, de maneira a evitar fenômenos vibratórios que podem gerar ruídos e queda de rendimento.

A partir deste ponto inicial, a seção da espiral deve crescer uniformemente de maneira a manter constante a velocidade e a pressão ao captar uma vazão crescente de fluido que sai do rotor à medida que aumenta a trajetória angular percorrida no traçado da voluta. Esta forma

de construção faz com que se produza um equilíbrio das forças radiais que agem sobre o rotor ao longo de toda a sua periferia.

O equilíbrio, no entanto, é rompido quando a vazão se afasta do seu valor de projeto (vazão nominal). Neste caso, tanto para vazões maiores que a de projeto, como menores, surgem variações na distribuição de pressões ao longo da voluta, dando origem ao denominado **empuxo radial** (*radial thrust*).

Para vazões inferiores à nominal, esta força (empuxo radial) dirige-se contra o quadrante inicial do traçado da espiral, fazendo um ângulo próximo a 90° com relação ao raio que passa pela lingüeta da voluta. Quando a vazão assume valores maiores que o nominal, há uma variação brusca do sentido da força correspondente ao empuxo radial que sofre um giro de quase 180° (Fig. 7.8).

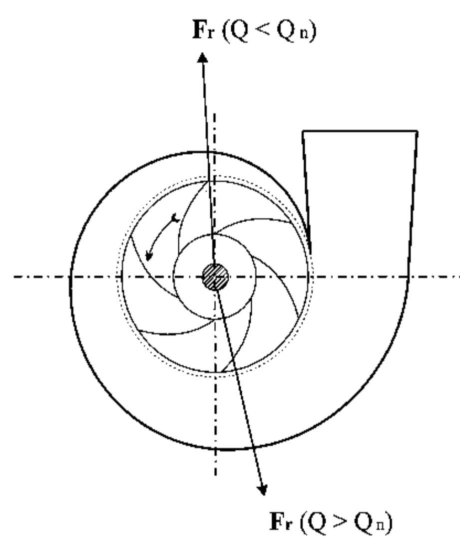


Fig. 7.8 Empuxo radial em máquina de fluxo geradora com sistema diretor de caixa espiral.

Para o cálculo do empuxo radial, Stepanoff [7], indica a seguinte expressão:

$$F_r = K_r \; \rho \; Y \; D_5 \; b_5 \tag{7.17}$$

[7] Ibidem.

onde:

F_r = empuxo radial, em N;

ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3;

Y = salto energético ou trabalho específico da máquina de fluxo, em J/kg;

D_5 = diâmetro de saída do rotor, em m;

b_5 = largura de saída do rotor, incluindo a espessura das paredes dos discos, em m;

K_r = coeficiente adimensional que varia com a vazão recalcada.

O valor de $\mathbf{K_r}$ pode ser calculado pela fórmula experimental:

$$K_r = 0{,}36\left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n}\right)^2\right] \qquad (7.18)$$

onde:

Q = vazão recalcada pela máquina, em m^3/s;

Q_n = vazão nominal ou de projeto da máquina, em m^3/s.

Como o valor do empuxo radial tem implicações tanto no cálculo da flecha máxima do eixo que sustenta o rotor (conseqüentemente, sobre o valor da folga radial dos labirintos de vedação entre as partes rotativas e a carcaça da máquina), como sobre os mancais, Tedeschi[8] propõe os seguintes valores:

– para o cálculo da deflexão máxima do eixo: $\mathbf{K_r = 0{,}4}$ **a 0,5**;
– para o cálculo dos mancais: $\mathbf{K_r = 0{,}20}$ **a 0,25**.

Para a eliminação ou atenuação dos efeitos do empuxo radial, recomenda-se o uso de sistema diretor com pás, embora o seu custo seja mais elevado, ou a construção do difusor com espiral dupla (Fig. 7.9). Com a mesma finalidade, deve ser evitada a operação prolongada de máquina com vazão muito inferior ou superior à nominal.

---

[8] TEDESCHI, P. *Proyecto de Máquinas.*

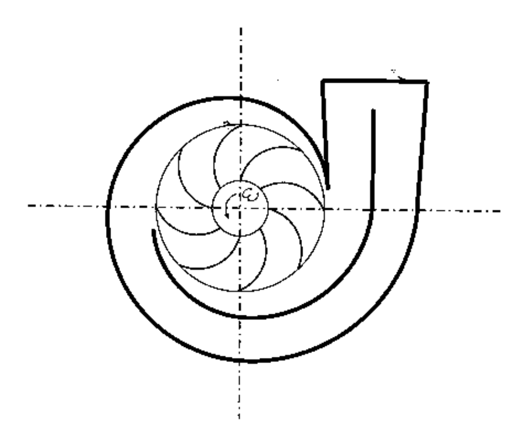


Fig. 7.9 Compensação do empuxo radial pelo uso de espiral dupla.

7.5 Exercícios resolvidos

1. Uma bomba axial, projetada para $H = 4{,}0$ m, $Q = 3{,}3$ m³/s, $\rho = 1000$ kg/m³ e $n = 390$ rpm, possui as seguintes características: $D_e = 1{,}0$ m (diâmetro exterior do rotor); $D_i = 0{,}44$ m (diâmetro do cubo do rotor); $\eta_h = 0{,}86$; $\eta_t = 0{,}78$. Sendo o peso do eixo $G_{eixo} = 3286$ N e o peso do rotor $G_{rotor} = 2453$ N, calcular a potência no eixo e o esforço axial suportado por um mancal axial autocompensador de rolos, quando a bomba for instalada com o eixo na posição vertical e estiver operando nas condições de projeto. Fazer o cálculo do empuxo axial pela equação completa (7.7) e pela fórmula simplificada (7.8).

SOLUÇÃO:

Determinação do salto energético específico disponível da bomba:

$$Y = g \, . \, H = 9{,}81 \, . \, 4{,}0 = 39{,}24 \text{ J/kg}$$

Cálculo da potência no eixo (equação 4.31):

$$P_e = \frac{\rho . Q . Y}{\eta_t} = \frac{1000.3{,}3.39{,}24}{0{,}78} = 166{,}02 \text{ kW} \quad (\text{Resposta a})$$

Cálculo do empuxo axial pela equação (7.7):

$$\omega = \frac{2\pi.n}{60} = \frac{2\pi.390}{60} = 40{,}84\ \text{rad/s}; \qquad r_e = \frac{D_e}{2} = \frac{1{,}0}{2} = 0{,}5\ \text{m};$$

$$r_i = \frac{D_i}{2} = \frac{0{,}44}{2} = 0{,}22\ \text{m} \quad \therefore$$

$$F_a = \pi.\rho.Y\left[r_e^2 - \frac{Y}{\omega^2.\eta_h^2}\left(\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{2}\right)\right] \quad \therefore$$

$$F_a = \pi.1000.39{,}24\left[0{,}5^2 - \frac{39{,}24}{40{,}84^2.0{,}86^2}\left(\ln\frac{0{,}5}{0{,}22} + \frac{1}{2}\right)\right] \quad \therefore$$

$$F_a = \pi.1000.39{,}24\,(0{,}25 - 0{,}042) = 25638{,}95\ \text{N} = 25{,}64\ \text{kN}$$

Cálculo do empuxo axial pela equação simplificada (7.8):

$$F_a = \pi.r_e^2.\rho.Y = \pi.0{,}5^2.1000.39{,}24 = 30819{,}02\ \text{N} = 30{,}82\ \text{kN}$$

Para máquinas de eixo vertical, o mancal axial deverá suportar o peso próprio das partes girantes, além do empuxo axial. Logo, o esforço total suportado pelo mancal axial da bomba será:

– no caso do uso da equação (7.7):
$F_{at} = G_{eixo} + G_{rotor} + F_a = 3286 + 2453 + 25638{,}95 = 31377{,}95\ \text{N} \ \therefore$
$F_{at} = 31{,}38\ \text{kN}$ (Resposta b);

– no caso do uso da equação (7.8):
$F_{at} = 3286 + 2453 + 30819{,}02 = 36558{,}02\ \text{N} \ \therefore$
$F_{at} = 36{,}56\ \text{kN}$ (Resposta c).

2. Um ventilador centrífugo que possui o sistema diretor de saída em forma de caixa espiral (voluta) apresenta as seguintes características: $\Delta p_t = 1471{,}5$ Pa; $\Delta p_{est} = 981$ Pa; $Q = 7{,}5\ m^3/s$; $n = 1000$ rpm; $D_5 = 890$ mm; $b_5 = 190$ mm (incluindo a espessura das paredes dos discos); D_i (diâmetro do labirinto de vedação) $\cong D_3$ (diâmetro da boca de sucção do rotor) = 600 mm; d_e (diâmetro do eixo) = 60 mm; $\eta_t = 0{,}67$.

Considerando sua operação com ar de massa específica $\rho = 1,2\ kg/m^3$, determinar os esforços sobre os mancais, provenientes do empuxo axial e do empuxo radial, calculando também a potência consumida no eixo.

SOLUÇÃO:

Cálculo da energia de pressão estática:

$$Y_{est} = \frac{\Delta p_{est}}{\rho} = \frac{981}{1,2} = 817,5\ J/kg$$

$$\omega = \frac{2.\pi.\ n}{60} = \frac{2.\ \pi.1000}{60} = 104,72\ rad/s$$

$$u_5 = \omega\ .\ r_5 = \omega\ \frac{D_5}{2} = 104,72\ \frac{0,89}{2} = 46,6\ m/s$$

$$r_i = \frac{D_i}{2} = \frac{0,6}{2} = 0,3\ m \quad e \quad r_{eixo} = \frac{d_e}{2} = \frac{0.06}{2} = 0,03\ m$$

Pela equação (7.12):

$$F_1 = \pi\ .\rho\ \left(r_i^2 - r_{eixo}^2\right)\left[Y_{est} - \frac{u_5^2}{8} + \frac{\omega^2}{16}\left(r_i^2 + r_{eixo}^2\right)\right]\ \therefore$$

$$F_1 = \pi\ .1,2\left(0,3^2 - 0,03^2\right)\left[817,5 - \frac{46,6^2}{8} + \frac{104,72^2}{16}\left(0,3^2 + 0,03^2\right)\right]\ \therefore$$

$$F_1 = \pi\ .1,2.0,0891\left(817,5 - 271,445 + 62,302\right) = 204,35\ N$$

A velocidade na boca de sucção do rotor pode ser calculada por:

$$c_3 = \frac{4.Q}{\pi.D_3^2} = \frac{4.7,5}{\pi.0,6^2} = 26,53\ m/s$$

Levando este valor na equação (7.13):

$$F_2 = \rho.Q.c_3 = 1,2.7,5.26,53 = 238,77\ N$$

Logo, o empuxo axial resultante (equação 7.14) é:

$$F_a = F_1 - F_2 = 204,35 - 238,77 = -34,42\ N \quad \text{(Resposta a)}$$

O valor negativo, neste caso, significa que o empuxo axial resultante tem o mesmo sentido da corrente de ar que ingressa no rotor do ventilador, ou seja, o mesmo sentido da força F_2.

Como o ventilador apresenta sistema diretor de saída em forma de caixa espiral isto dá origem a um empuxo radial que pode ser calculado pela equação (7.17):

$$F_r = K_r.\rho.Y.D_5.b_5$$

onde, já que se trata do cálculo dos esforços sobre os mancais, adotar-se-á $K_r = 0{,}25$ (para o cálculo da deflexão máxima do eixo seria adotado o valor $K_r = 0{,}5$). Logo:

$$Y = \frac{\Delta p_t}{\rho} = \frac{1471{,}5}{1{,}2} = 1226{,}25 \text{ J/kg} \quad \therefore$$

$$F_r = 0{,}25.1{,}2.1226{,}25.0{,}89.0{,}19 = 62{,}22 \text{ N} \quad \text{(Resposta b)}$$

A potência consumida no eixo será:

$$P_e = \frac{\rho.Q.Y}{\eta_t} = \frac{\Delta p_t.Q}{\eta_t} = \frac{1471{,}5.7{,}5}{0{,}67} = 16472 \text{ W} = 16{,}47 \text{ kW}$$

(Resposta c)

3. Uma das turbinas Francis de Itaipu apresenta as seguintes características de projeto: $H = 118{,}4$ m; $Q = 645$ m³/s; $D_4 = 8{,}65$ m; r_i (raio do labirinto de vedação); $r_{eixo} = 1{,}85$ m; $\rho = 1000$ kg/m³ (massa específica da água) e $\eta_t = 0{,}95$. A turbina possui eixo vertical e os pesos das partes giratórias a serem suportados pelo mancal de escora são os seguintes: $G_{eixo} = 2795{,}85$ kN; G_{rg} (peso do rotor do gerador) = 17265,6 kN; G_{rotor} (peso do rotor da turbina) = 2893,95 kN. Supondo que a turbina apresente um grau de reação real, $\rho_{real} = 0{,}5$ e um coeficiente de velocidade de saída $K_{c_5} = 0{,}22$, calcular o esforço axial total a ser suportado pelo mancal de escora da turbina e a potência produzida no seu eixo.

SOLUÇÃO:

Para o cálculo do empuxo axial, podem ser utilizadas as equações (7.12) e (7.13), substituindo u_5 por u_4 e c_3 por c_5 (desprezando a

espessura das pás), por se tratar de máquina de fluxo motora de fluxo centrípeto. A equação (7.12) transforma-se então em:

$$F_1 = \pi . \rho \left(r_i^2 - r_{eixo}^2 \right) \left[Y_{est} - \frac{u_4^2}{8} + \frac{\omega^2}{16} \left(r_i^2 + r_{eixo}^2 \right) \right]$$

onde:

$$u_4 = \frac{\pi . D_4 . n}{60} = \frac{\pi . 8{,}65 . 92{,}3}{60} = 41{,}8 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{2\pi . n}{60} = \frac{2\pi . 92{,}3}{60} = 9{,}67 \text{ rad/s}$$

e, pela equação (4.35):

$$\rho_{real} = \frac{\Delta p_{est} / \rho}{Y} = \frac{Y_{est}}{Y} \quad \therefore \quad Y_{est} = \rho_{real} . Y$$

Como $Y = g.H = 9{,}81.118{,}4 = 1161{,}5$ J/kg, vem:

$$Y_{est} = 0{,}5.1161{,}5 = 580{,}75 \text{ J/kg}$$

Logo, voltando à equação do empuxo axial:

$$F_1 = \pi . 1000 \left(3{,}5^2 - 1{,}85^2 \right) \left[580{,}75 - \frac{41{,}8^2}{8} + \frac{9{,}67^2}{16} \left(3{,}5^2 + 1{,}85^2 \right) \right] \therefore$$

$$F_1 = 12588{,}71 \text{kN}$$

Pela definição de coeficiente de velocidade (Eq. 5.44), chega-se a:

$$K_{c_5} = \frac{c_5}{\sqrt{2.Y}} \quad \therefore \quad c_5 = K_{c_5} \sqrt{2.Y} = 0{,}22 \sqrt{2.1161{,}5} = 10{,}6 \text{ m/s}$$

E, a partir da equação (7.13):

$$F_2 = \rho . Q . c_5 = 1000.645.10{,}6 = 6837 \text{ kN} \quad \therefore$$

$$F_a = F_1 - F_2 = 12588{,}71 - 6837 = 5751{,}71 \text{ kN}$$

O esforço axial total a ser suportado pelo mancal de escora será então:

$$F_{at} = G_{eixo} + G_{rotor} + G_{rg} + F_a = 2795,85 + 2893,95 + 17265,6 + 5751,71 \therefore$$

$$F_{at} = 28707,11 \text{ kN} = 28,71 \text{ MN} = 2926 \text{ toneladas (Resposta a);}$$

E, a potência gerada no eixo da turbina (Eq. 4.30) é:

$$P_e = \rho.Q.Y.\eta_t = 1000.645.1161,5.0,95 = 711709,13 \text{ kW} \therefore$$
$$P_e = 711,71 \text{ MW} \quad (\text{Resposta b})$$

7.6 Exercícios propostos

1. Uma bomba centrífuga multicelular de 5 estágios opera com água de massa específica ρ = 1000 kg/m³, recalcando 5,35 l/s a 150 m de elevação manométrica, com rendimento total de 56,8%. O diâmetro do eixo da bomba é 34 mm e gira a uma velocidade de rotação de 3520 rpm. Os rotores da bomba possuem diâmetro de saída, D_5 = 134 mm, e diâmetro do labirinto de vedação, D_i = 72 mm. As velocidades de entrada e saída do fluido no rotor são, respectivamente, c_3 = 2,91 m/s e c_6 = 16,44 m/s. Calcular o empuxo axial e a potência no eixo da bomba.
Respostas: a) F_a = 1513,4 N; b) P_e = 13,86 kW.

2. Calcular o empuxo axial e o empuxo radial atuantes sobre os mancais de um ventilador centrífugo com sistema diretor de caixa espiral que possui as seguintes características: Q = 12 m³/s; Δp_t = 725,94 Pa; Δp_{est} = 588,60 Pa; $D_i \cong D_3$ = 900 mm; D_5 = 1370 mm; b_5 = 346 mm (incluindo a espessura das paredes dos discos); d_e = 90 mm e n = 430 rpm. O ventilador trabalha com ar de massa específica igual a 1,2 kg/m³.
Respostas: a) F_a = 28,86 N; b) F_r = 86,03 N.

3. Os valores de projeto de uma bomba centrífuga para irrigação por aspersão indicam: $H = 100$ m; $Q = 454$ m³/h; $n = 1780$ rpm; $D_5 = 500$ mm; $b_5 = 20$ mm; e_d (espessura dos discos dianteiro e traseiro do rotor) = 6 mm; D_i (diâmetro do labirinto de vedação) = 230 mm; $d_e = 60$ mm; $c_3 = 6{,}2$ m/s; $c_6 = 20{,}0$ m/s. Sabendo que a bomba possui uma voluta como sistema diretor de saída e admitindo que o sistema de compensação do empuxo axial deixe um valor residual de 20% do empuxo total, calcular os esforços axial e radial sobre os mancais, provenientes dos desequilíbrios hidráulicos, quando a bomba operar com água de massa específica de 1000 kg/m³.
   Respostas: a) $F_a = 4176$ N; b) $F_r = 3924$ N

4. O rotor de um ventilador axial projetado para insuflar 9 m³/s de ar com massa específica de 1,2 kg/m³, produzindo a diferença de pressão total de 530 Pa entre sua admissão e descarga, tem como parâmetros construtivos $D_e = 910$ mm; $D_i = 404$ mm e $n = 1450$ rpm. Sabendo que a potência consumida no eixo é 7,3 kW e supondo $\eta_v = 0{,}93$, $\eta_a = 1{,}00$, $\eta_m = 0{,}95$, calcular o empuxo axial que atua sobre seu rotor.
   Resposta: $F_a = 268{,}28$ N

8
Características de Funcionamento de Turbinas Hidráulicas

A capacidade instalada para geração de energia elétrica por meio de centrais hidrelétricas, no Brasil, em **2004**, era de **69000 MW**, com uma produção anual de **320800 GWh** (1 GWh = $3{,}6.10^{12}$ J), o que representava **82,8%** da energia total gerada no país. Os recentes levantamentos dos recursos hídricos estimam o potencial hidrelétrico brasileiro em **263000 MW**, o que revela a grande importância deste tipo de energia para o crescimento econômico da nação, principalmente tratando-se de uma forma de energia de baixo impacto ambiental quando comparada a outras formas de obtenção de energia, como as centrais alimentadas por combustíveis fósseis e as centrais nucleares.

No entanto, praticamente todos os métodos de obtenção de energia alteram, prejudicam ou ameaçam o meio ambiente. Mesmo as centrais de energia eólica, que aproveitam uma fonte de energia renovável, acabam por afetar a paisagem do local onde se encontram instaladas. Portanto, ao se projetar um aproveitamento de energia hidráulica, também uma fonte energética renovável, não se pode deixar de levar em consideração, junto com os aspectos de caráter técnico e econômico, as relações ecológicas totais e as conseqüências sociais do projeto.

Segundo Michels,[1] o potencial disponível para a construção de grandes centrais, no Brasil, está praticamente esgostado. Restam os grandes aproveitamentos da região Amazônica, com um alto custo para o quilowatt instalado (complexidade e custo das obras de construção civil elevados) e inundação de grandes áreas florestais ou agrícolas. Além das conseqüências sociais e ecológicas, os próprios componentes metálicos das centrais podem ser afetados por gases corrosivos provenientes da decomposição do material vegetal inundado.

---

[1] MICHELS, A., *Sistemática para implantação e avaliação do funcionamento de microusinas hidrelétricas no interior do Rio Grande do Sul.*

Uma das alternativas para este cenário é a viabilização de pequenos aproveitamentos hidroenergéticos, de baixo custo, reduzido impacto ambiental, que, em sistemas isolados ou interligados, podem se tornar altamente vantajosos, principalmente para o desenvolvimento do meio rural.

Neste capítulo, serão tratados os componentes das centrais hidrelétricas, particularmente das turbinas hidráulicas (máquinas de fluxo motoras), com ênfase no estudo das suas curvas características de funcionamento, chamando atenção para os tipos que são utilizados em micro e minicentrais. Atualmente, vários fabricantes têm desenvolvido séries normalizadas de miniturbinas compactas, que reduzem os custos e os tempos de fabricação e permitem uma rápida entrada em operação da central.

Mesmo enfatizando o uso das turbinas em centrais hidrelétricas é importante salientar a utilização, cada vez maior, de turbinas ou de bombas funcionando como turbinas, como recuperadoras de energia em processos que exigem elevadas pressões, como os das torres de lavagem de gás em instalações petrolíferas. Para a redução de pressão na saída do processo, são utilizadas turbinas em lugar de válvulas de estrangulamento. A energia elétrica, assim gerada, pode ser reutilizada pelo sistema com vantagens do ponto de vista econômico e ecológico.

8.1 Centrais hidrelétricas

A energia hidráulica encontra-se nos mares, rios e arroios, sob forma potencial ou cinética, e pode ser transformada em trabalho útil por meio das **centrais hidrelétricas** (*hydroeletric power plants*). Mediante a utilização de desníveis naturais ou criados artificialmente, estas centrais aproveitam a energia contida num curso d'água que, de outra forma, seria perdida por atrito com a rugosidade do leito do rio, em redemoinhos, meandros, ou mesmo no arraste de pedra e areia.

As centrais com turbinas hidráulicas são classificadas pela Eletrobrás[2], de acordo com sua potência, em:

– microcentrais: **P ≤ 100 kW;**

– minicentrais: **P = 100 a 1000 kW;**

– pequenas centrais: **P = 1000 a 30000 kW;**

---

2 ELETROBRÁS, *Diretrizes para estudos e projetos de pequenas centrais hidrelétricas.*

– médias centrais: **P = 30000 a 100000 kW;**
– grandes centrais: **P > 100000 kW.**

Uma **central hidrelétrica** (Fig. 8.1), geralmente, é constituída de uma **barragem** (*dam*) que tem por finalidade o aumento do desnível de um rio para produzir uma queda, a criação de um grande reservatório capaz de regularizar as vazões ou, simplesmente, o levantamento do nível d'água para possibilitar a entrada da água num canal, num túnel, numa tubulação adutora ou num conduto forçado.

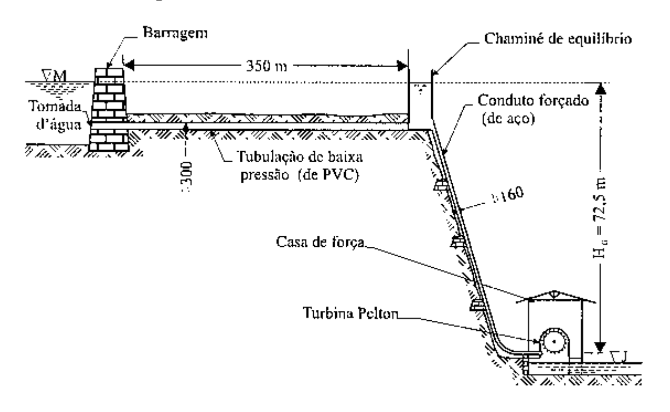


Fig. 8.1 Minicentral hidrelétrica do Parque das Cachoeiras, São Francisco de Paula, RS.

A **tomada d'água** (*intake*), que tem por finalidade captar e permitir o acesso da água à tubulação que a conduzirá à turbina, normalmente, inclui grades para impedir a entrada de troncos de madeiras, galhos de árvores, ou quaisquer outros corpos estranhos transportados pelo curso d'água e que possam danificar as turbinas; comportas de serviço, para impedir a entrada da água, em caso de revisão ou consertos; e **comportas de emergência** (*stop-logs*) para o fechamento da tomada d'água no caso de manutenção da comporta de serviço.

A água é conduzida até a **casa de força** (*power house*), onde se encontram instalados a turbina e o gerador, por uma tubulação submetida à pressão interna, chamada de **conduto forçado** (*penstok*), ou por um canal aberto. Em instalações de grande altura de queda e grandes distâncias entre a tomada d'água e a casa de força, o trecho de baixa

pressão da tubulação é separado do trecho submetido à pressão mais elevada (maior declividade) por um reservatório denominado de **chaminé de equilíbrio** (*stand-pipe*). A chaminé de equilíbrio tem dupla finalidade: impedir que a onda de sobrepressão provocada pelo golpe de aríete se propague pelo trecho de baixa pressão da tubulação (construído com material menos resistente e de menor custo) e fornecer um rápido suprimento de água à turbina no caso de um brusco aumento da carga dos geradores. Nas micro e minicentrais hidrelétricas, onde a alimentação do conduto forçado muitas vezes se realiza por meio de canais de superfície livre, a chaminé de equilíbrio é substituída pela chamada **câmara de carga**, constituída por uma expansão da extremidade do canal de maneira a formar um pequeno reservatório, conectado à extremidade superior do conduto forçado.

Após acionar a turbina, a água é restituída a um canal de fuga ou à calha natural do rio, diretamente, no caso das turbinas Pelton, ou por meio de uma tubulação de descarga em forma de difusor, designada de **tubo de sucção** (*draft tube*), no caso das turbinas de reação. Quando o tubo de sucção é empregado, a altura de queda bruta da central ou altura de queda geométrica, $\mathbf{H_G}$, é medida entre a cota do nível de montante (nível d'água na barragem) e a cota correspondente ao nível de jusante (nível no canal de fuga). Já no caso das turbinas Pelton, a altura de queda bruta corresponde à diferença de cota entre o nível de montante e o ponto onde o eixo do jato, que sai do injetor, é tangente a uma circunferência com centro no eixo do rotor.

A altura de queda disponível ou salto energético específico fornecido à turbina, expressa em altura de coluna d'água, **H**, é calculada por:

$$H = H_G - H_p \tag{8.1}$$

onde:

H = altura de queda disponível, em m;

H_G = altura de queda geométrica, em m;

H_p = perda de carga na tubulação ou perda de energia por atrito da água com as paredes da tubulação, em m.

8.2 Golpe de aríete e regulagem das turbinas hidráulicas

Chama-se **golpe de aríete** (*water hammer*) a elevação ou redução brusca de pressão que ocorre no escoamento variável produzido pela interrupção brusca do escoamento de um líquido e na qual é importante considerar não só a compressibilidade do líquido (considerado como um fluido incompressível na quase totalidade das aplicações em hidráulica) como também a deformabilidade das paredes da canalização que o conduz. Há uma conversão da energia de velocidade da corrente líquida estancada em energia de pressão que, por sua vez, se transforma em trabalho de deformação da canalização e do líquido em escoamento.

No caso das instalações de bombeamento, esta brusca interrupção do escoamento é normalmente causada pelo fechamento rápido de válvulas ou pelo súbito desligamento do motor de acionamento da bomba, por erro de operação ou avaria do sistema de alimentação de energia.

Já nas turbinas hidráulicas, o escoamento variável é causado pela alteração da vazão absorvida pela turbina, na partida e na parada, ou, durante a operação, pela necessidade de adaptar a potência gerada pela turbina à demanda do sistema elétrico que o seu gerador está alimentando. A variação da vazão é comandada pelo regulador de velocidade, que atua sobre o sistema diretor da turbina, alterando o seu grau de abertura, de maneira a manter praticamente constante a rotação do conjunto turbina-gerador e, conseqüentemente, a freqüência da corrente elétrica gerada.

O golpe de aríete produzido atuará em ondas alternadas de sobrepressão e depressão ao longo do conduto forçado da central hidrelétrica, decrescendo em intensidade ao longo do tempo, até o amortecimento total, devido à dissipação de energia por atrito na tubulação, no reservatório formado pela barragem, ou na chaminé de equilíbrio.

Para o dimensionamento estrutural das tubulações e acessórios, e, para a determinação dos níveis extremos de oscilação do nível d'água nas chaminés de equilíbrio, torna-se extremamente importante a determinação das pressões extremas (positivas ou negativas) atingidas durante o fenômeno do golpe de aríete. Uma das expressões mais utilizadas para o cálculo da sobrepressão máxima em razão do golpe de aríete em um conduto forçado, é a conhecida fórmula de Michaud citada por Quintela:[3]

---

[3] QUINTELA, A. C., *Hidráulica*.

$$\Delta H = \frac{2\ L\ c_0}{g\ t_f} \qquad (8.2)$$

onde:

ΔH = sobrepressão provocada pelo golpe de aríete, expressa em metros de coluna d'água;

L = comprimento do conduto forçado, em m;

c_0 = velocidade de escoamento da água, antes de começar o fechamento, em m/s;

g = aceleração da gravidade, em m/s^2;

t_f = tempo de fechamento do órgão obturador (sistema diretor da turbina), em segundos.

Pela análise da expressão (8.2), explica-se a recomendação para que as chaminés de equilíbrio sejam localizadas o mais próximo possível da casa de força da central, para que os comprimentos dos condutos forçados sejam os menores possíveis.

O **sistema de regulagem da turbina** (*turbine governing system*) deve atuar sobre o sistema diretor da máquina, variando o seu grau de abertura, de maneira a impedir sobrevelocidades de rotação inadmissíveis do grupo turbina-gerador, quando ocorre rejeição de carga (redução total ou parcial da potência no eixo), evitando, ao mesmo tempo, tempos de fechamento tão pequenos que possam provocar sobrepressões excessivas provenientes do golpe de aríete.

Alguns dispositivos especiais também são utilizados para evitar um aumento excessivo da velocidade de rotação da turbina e da sobrepressão por causa do golpe de aríete. Esta é a finalidade do **defletor de jato** (*jet deflector*) das turbinas Pelton (Fig. 8.2.a) e das válvulas de alívio ou de **descarga automática** (*automatic discharge valve*), nas turbinas Francis. No caso das turbinas Pelton, o defletor desvia o jato d'água incidente sobre o rotor, permitindo um fechamento lento do sistema diretor. Nas turbinas Francis, o sistema de regulagem atua sobre a válvula de alívio, abrindo-a de imediato e desviando parte da vazão para o canal de descarga da turbina, enquanto o sistema diretor (Fig. 8.2.b) fecha lentamente. Após, a própria válvula também fecha lentamente.

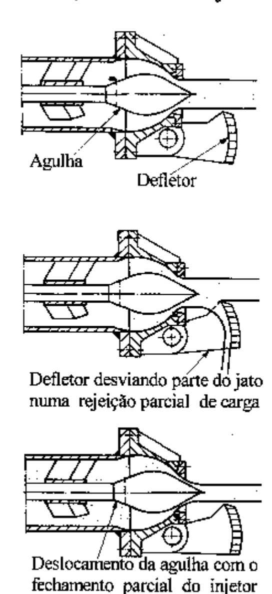


Fig. 8.2.a Defletor de jato de uma turbina Pelton (Fonte: Voith).

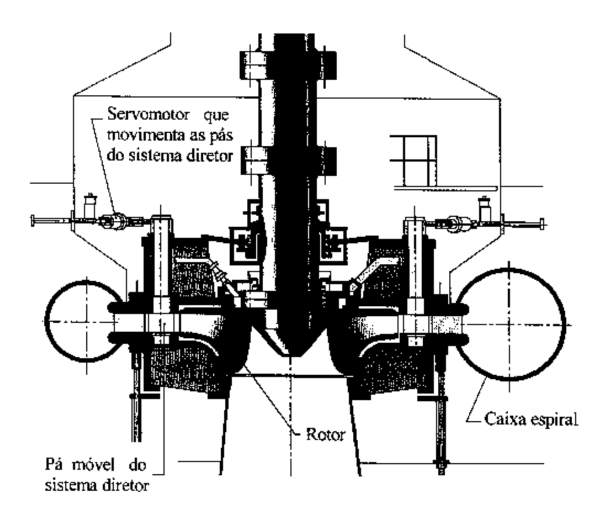


Fig. 8.2.b Sistema diretor de turbina Francis (Fonte: Voith).

As turbinas do tipo Kaplan, embora não apresentando estes dispositivos, pois as sobrepressões elevadas não se fazem presentes, também são munidas de uma dupla regulagem. Pela atuação de mecanismos alojados no interior do **cubo** (*hub*) do rotor (Fig. 8.3) e comandados pelo regulador de velocidade, as pás do rotor podem mudar de inclinação, de maneira a adaptarem-se à variação da inclinação das pás do sistema diretor, mantendo um alto rendimento para uma faixa bastante ampla de valores da vazão turbinada.

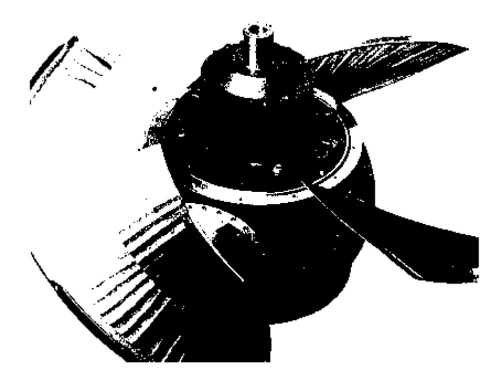


Fig. 8.3 Mecanismos alojados no cubo de um rotor Kaplan (Fonte: Revue Technique Sulzer).

8.3 Curvas características de turbinas hidráulicas

As curvas características de funcionamento permitem conhecer o comportamento da máquina de fluido em uma situação diferente daquela para a qual foi projetada. Isto porque, sendo a máquina calculada para um certo valor de **Q**, **Y** e **n**, com um determinado η_t, variando qualquer dos três primeiros valores as demais grandezas serão afetadas, inclusive a potência $\mathbf{P_e}$.

É possível obter-se as curvas características, analítica ou, ao menos, semi-empiricamente, combinando a teoria com coeficientes empíricos. A aplicação das modernas técnicas da simulação numérica por computador têm permitido a previsão do comportamento de uma máquina ainda não construída, com grande aproximação, mesmo para pontos de operação bem distantes do ponto de projeto, com redução de tempo e custos com relação aos ensaios de laboratório. No entanto, as me-

dições sobre modelos ou, diretamente, sobre a máquina instalada ainda se mostram imprescindíveis, seja para o conhecimento do desempenho da máquina para qualquer condição de serviço, seja para a formação de um banco de dados que possibilitará a simulação por computador do comportamento de máquinas semelhantes a ensaiada.

Para o traçado das **curvas características das turbinas hidráulicas** (*characteristics curves of hydraulics turbines*), é usual expressar as grandezas no Sistema Técnico de Unidades e considerar como variáveis independentes a velocidade de rotação **n**, a altura de queda **H** (correspondente ao salto energético **Y**) e o grau de abertura **a**; como variáveis dependentes a vazão (descarga) **Q**, a potência no eixo $\mathbf{P_e}$ e o rendimento total η_t.

O **grau de abertura** (*opening*) **a**, muitas vezes expresso como um percentual da máxima abertura, para turbinas Francis, Dériaz e Kaplan, é definido como a menor distância entre a cauda de uma pá do **sistema diretor** (*guide vane*) e a seguinte; para as turbinas Pelton, **a** está relacionado com o curso da **agulha do injetor** (*needle of nozzle*) (Fig. 8.4). Nas turbinas Michell-Banki, muito utilizadas em micro e minicentrais hidrelétricas, o grau de abertura é definido pela inclinação de uma única pá diretriz (Fig. 8.5).

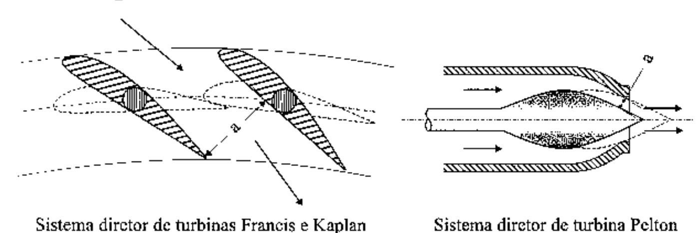


Fig. 8.4 Grau de abertura para turbinas hidráulicas.

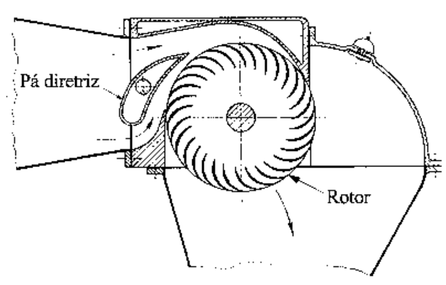


Fig. 8.5 Turbina Michell-Banki (Fonte: Ossberger).

Para as turbinas Pelton, a curva **Q = f (n)**, para um mesmo grau de abertura, é aproximadamente paralela ao eixo da abcissa, porque a velocidade da água e a seção de passagem do fluxo na saída do injetor mantêm-se constantes, independentemente da rotação da turbina; para as turbinas hidráulicas de reação rápidas, a curva tem uma inclinação ascendente, enquanto, para turbinas de reação lentas, ela tem uma inclinação descendente (Fig. 8.6).

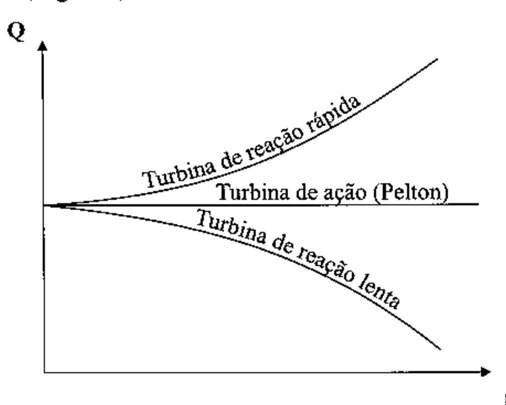


Fig. 8.6 Curvas Q = f (n) para um mesmo grau de abertura de turbinas hidráulicas.

Estas curvas podem ser traçadas a partir dos valores obtidos em ensaio de laboratório, com modelo reduzido, variando a velocidade de rotação da turbina pela variação da carga atribuída ao seu eixo por meio de um freio e mantendo-se constante a altura de queda a que está submetida.

Por meio da utilização das leis de semelhança e levando-se em conta os efeitos de escala, os resultados dos ensaios em modelos permitem, por exemplo, a representação das curvas características **Q = f (n)** e η_t = **f (n)**, para diferentes valores do grau de abertura, de uma turbina do porte de uma das unidades da central hidrelétrica de Tucuruí (Fig. 8.7). Da análise das curvas de rendimentos, conclui-se, por exemplo, que a turbina em questão foi projetada para um grau de abertura **a = 80%**, já que o seu máximo rendimento é obtido para este grau de abertura.

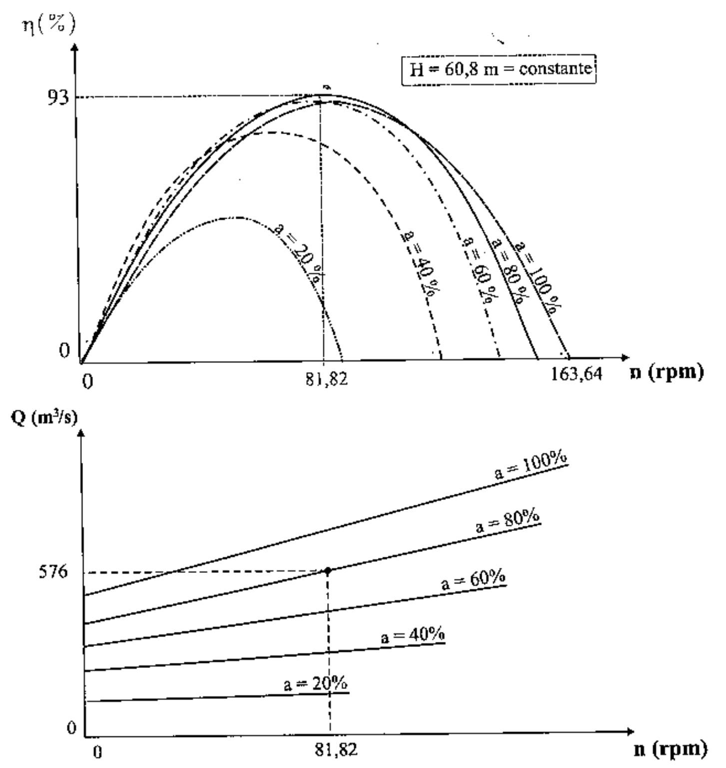


Fig. 8.7 Curvas características $h_t = f(n)$ e $Q = f(n)$ para diferentes valores do grau de abertura de uma turbina hidráulica.

As duas curvas da Fig. 8.7 podem ser representadas num único gráfico, levando, para cada ponto da curva $Q = f(n)$, o valor correspondente do rendimento retirado da curva $\eta_t = f(n)$. Obtém-se, desta maneira, uma representação espacial semelhante a uma colina topográfica, daí decorrendo a denominação de **diagrama topográfico** ou **diagrama em colina** (*hill diagram*) para este tipo de gráfico (Fig. 8.8). Como o eixo cartesiano correspondente ao rendimento η_t é perpendicular ao plano formado pelos eixos de **Q** e **n**, representam-se as linhas que unem os pontos de igual rendimento, no plano, por curvas de nível análogas às de uma colina topográfica (linhas de iso-rendimento). O ponto de máximo rendimento da turbina corresponde ao cume da colina de rendimentos.

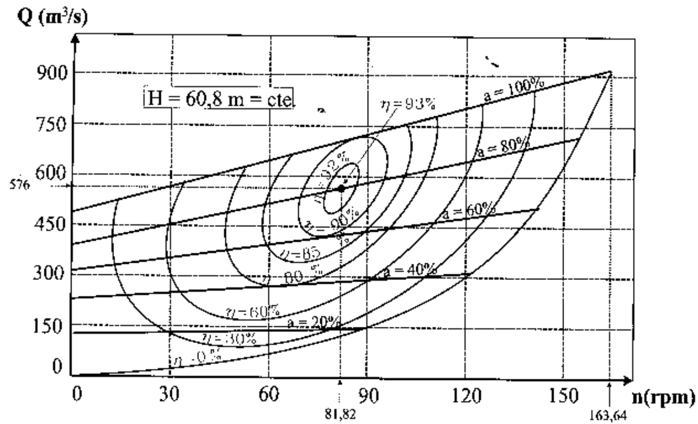


Fig. 8.8 Diagrama topográfico de uma turbina hidráulica.

No diagrama topográfico da Fig. 8.8, a curva de rendimento η_t = **0%** é o lugar geométrico dos pontos para os quais a velocidade de rotação da turbina corresponde à **velocidade de disparo** (*runaway speed*) para cada grau de abertura. Esta rotação é atingida com a supressão total da carga sobre a turbina ($P_e = 0$), por exemplo, quando o gerador elétrico acionado pela turbina é desligado da rede, mantida a alimentação de água ao rotor ($Q \neq 0$).

O conhecimento do máximo valor da velocidade de disparo ($\mathbf{n}_{max}$), ou seja, a velocidade de disparo correspondente a um grau de abertura de **100%**, é de grande importância para o dimensionamento do conjunto turbina-gerador, uma vez que corresponde às maiores tensões suportadas pelo material das partes girantes da turbina e do gerador, por ação de forças centrífugas que aumentam com o quadrado da velocidade de rotação. Esta situação deve ser prevista no projeto das máquinas, embora só venha a acontecer num acidente de operação, quando algo impede que o sistema de regulagem de velocidade da turbina comande o fechamento do sistema diretor, com a redução gradativa do grau de abertura.

Para um grau de abertura de **8** a **15%**, conforme o tipo de turbina, a velocidade de disparo coincide com a **rotação nominal** (*rated speed*) da máquina (rotação de projeto), enquanto a máxima velocidade de disparo (a = 100%), dependendo das características da turbina e do gerador, normalmente atinge valores aproximadamente iguais ao dobro da rotação nominal da máquina ($\mathbf{n}_n$). Para as turbinas Pelton, a máxima

velocidade de disparo é de **1,8** a **1,9** vezes a velocidade de rotação nominal; para turbinas Michell-Banki, **1,8** vezes a rotação nominal, enquanto para as turbinas do tipo Francis, Hélice e Kaplan, o seu valor costuma ser relacionado com a velocidade de rotação específica da turbina, como na expressão indicada por Sedille:[4]

$$n_{max} = n_n \left(\frac{3}{2} + \frac{n_{qA}}{513} \right) \tag{8.3}$$

onde:

n_{max} = máxima velocidade de disparo da turbina;
n_n = velocidade de rotação nominal da turbina;
n_{qA} = velocidade de rotação específica da turbina.

O valor assim obtido deve, no entanto, servir apenas de referencial para o cálculo das tensões. Se estas estiverem próximas às admissíveis para o material usado, torna-se necessário buscar um valor mais confiável, mediante ensaios de laboratório com um modelo reduzido da máquina.

Nas turbinas hidráulicas, é muito freqüente a representação das curvas características utilizando **grandezas unitárias**, correspondentes a uma altura de queda unitária, **H = 1 m**, e **grandezas biunitárias**, relacionadas a valores unitários da altura de queda e do diâmetro do rotor, **H = 1 m** e **D = 1 m**, respectivamente, no Sistema Técnico de Unidades.

O uso das grandezas unitárias, além de corrigir as pequenas variações de altura de queda, muito difíceis de serem evitadas durante os ensaios de laboratório, permite, a partir de um único gráfico (Fig. 8.9), obter o comportamento de uma mesma máquina para diferentes situações de operação, por exemplo, quando submetida a diferentes alturas de queda.

[4] SEDILLE, M., *Turbo-Machines Hydrauliques et Thermiques.*

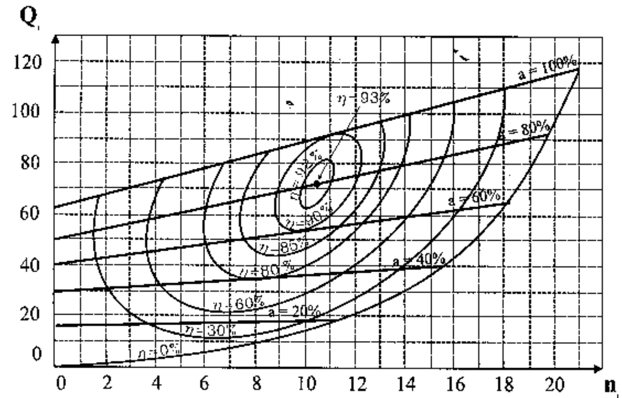


Fig. 8.9 Diagrama topográfico em grandezas unitárias.

Já um gráfico de curvas características que utiliza variáveis biunitárias tem como vantagem o fato de ser aplicado, dentro dos limites impostos pela teoria da semelhança, a todas as turbinas semelhantes (mesmo n_{qA}), independente das suas dimensões.

Como ilustração, considere-se que o diagrama topográfico da Fig. 8.10 tenha sido construído com os resultados dos testes de laboratório de um modelo reduzido da turbina que compõe uma das unidades da Central Hidrelétrica de Itaipu, no rio Paraná.

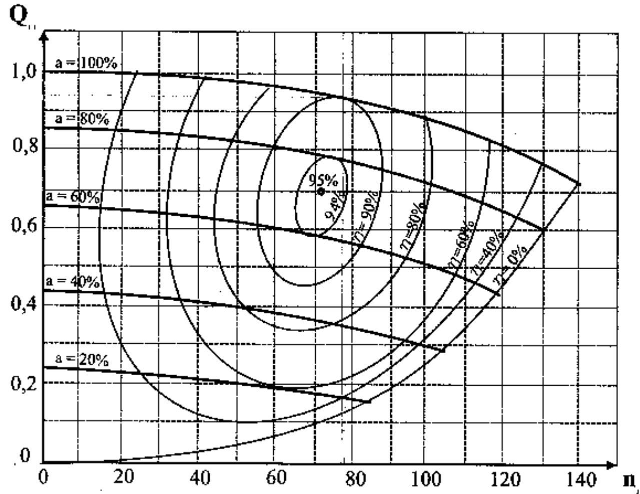


Fig. 8.10 Diagrama topográfico em grandezas biunitárias.

Com base neste diagrama, pode-se obter, por exemplo, as curvas características $\mathbf{P_e = f(Q)}$ e $\eta_t = \mathbf{f(Q)}$ para a turbina em tamanho real (rotor com D = 8,65 m), funcionando com uma velocidade de **90,9 rpm** e submetida a uma altura de queda de **120 m** (Fig. 8.11), desprezando-se o efeito do fator de escala sobre o rendimento.

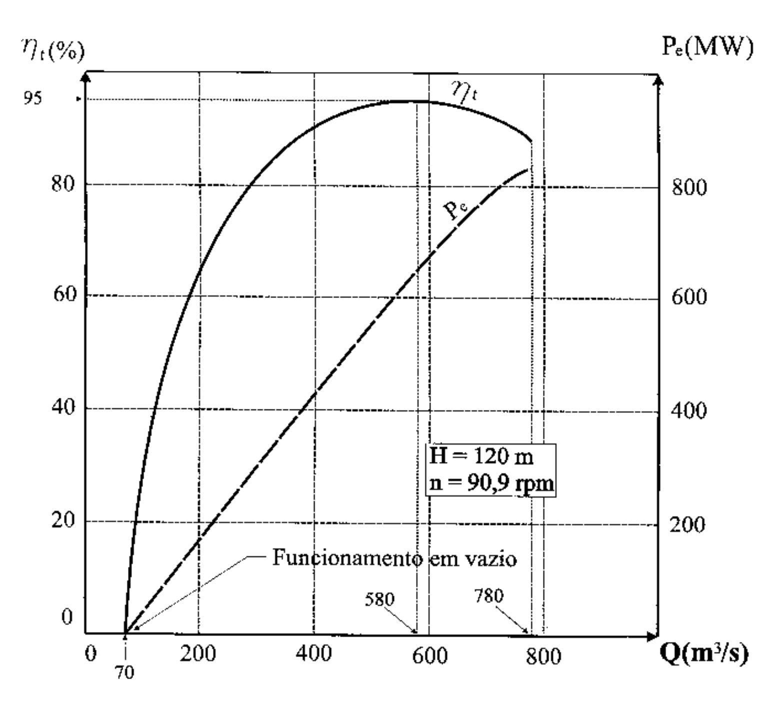


Fig. 8.11 Curvas $\eta_t = f(Q)$ e $P_e = f(Q)$, obtidas a partir da interseção do diagrama topográfico da Fig. 8.10 por um plano paralelo ao eixo Q_{11} que corta o eixo das abcissas no ponto $n_{11} = 72$.

No procedimento adotado, calcula-se inicialmente o valor da velocidade de rotação biunitária, n_{11}, por meio da equação (5.23):

$$n_{11} = \frac{n\,D}{H^{1/2}}$$

Da interseção da reta paralela ao eixo das ordenadas, traçada a partir da abcissa n_{11} calculada, com as **curvas de iso-rendimento** (*iso-efficiency curves*) , lê-se o valor do rendimento total e o correspondente valor da vazão unitária Q_{11} sobre o eixo das ordenadas. Conhecido o valor de Q_{11}, calcula-se a vazão referente a cada ponto de interseção, pelo isolamento do termo Q na equação (5.25):

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 H^{1/2}} \quad \therefore \quad Q = Q_{11} D^2 H^{1/2}$$

Finalmente, o valor da potência no eixo, para cada ponto, será calculado pela equação (4.32):

$$P_e = \frac{\gamma Q H \eta_t}{75}$$

Na análise das curvas assim obtidas, observa-se que o valor máximo da potência corresponde à máxima vazão, enquanto o mesmo não acontece com o rendimento máximo, concluindo-se que turbina não foi projetada para a vazão máxima. Este procedimento de projetar a turbina para uma vazão inferior à máxima é muito utilizado e permite, conforme mostra a Figura 8.11, trabalhar em uma faixa ampla de vazão, no caso, de **50** a **100%** da descarga máxima, com um rendimento ainda aceitável, superior a **90%**, no exemplo citado. Outra razão para não se projetar a turbina para sua vazão máxima deve-se ao fato, bastante freqüente, da central hidrelétrica funcionar apenas algumas horas por dia com sua potência máxima, a chamada ponta de carga. Se a turbina for projetada para uma vazão correspondente à solicitação máxima, passará a maior parte do tempo trabalhando fora de seu ponto de melhor rendimento.

A mesma Fig. 8.11 permite também visualizar o chamado **ponto de funcionamento em vazio**. O ponto de funcionamento em vazio corresponde à situação em que, funcionando com a sua velocidade de rotação nominal e submetida a uma determinada altura de queda, a turbina não fornece potência útil no eixo, havendo dissipação da potência disponível pelas resistências que se opõem ao movimento das partes girantes da máquina. A vazão em vazio, no caso observa-

do, atinge o valor de **70 m³/s**, correspondendo a cerca de **9%** da máxima vazão da turbina. Este valor, para turbinas do tipo Hélice, pode superar **40%** da descarga máxima.

A utilidade dos diagramas topográficos com grandezas biunitárias pode ser constatada pela análise das Figuras 8.10, 8.12 e 8.13. A Fig. 8.10 representa uma turbina Francis de n_{qA} = **182**, a Fig. 8.12, uma turbina Pelton de de $\mathbf{n_{qA} = 36}$ e a Fig. 8.13, as curvas características de uma turbina Kaplan de $\mathbf{n_{qA} = 453}$ para quatro inclinações diferentes das pás de seu rotor. Pode-se dizer que as curvas para uma determinada inclinação das pás do rotor, por exemplo, $\beta = \mathbf{0^0}$, correspondem às curvas de uma Turbina Hélice (rotor com pás fixas) de mesma velocidade de rotação específica.

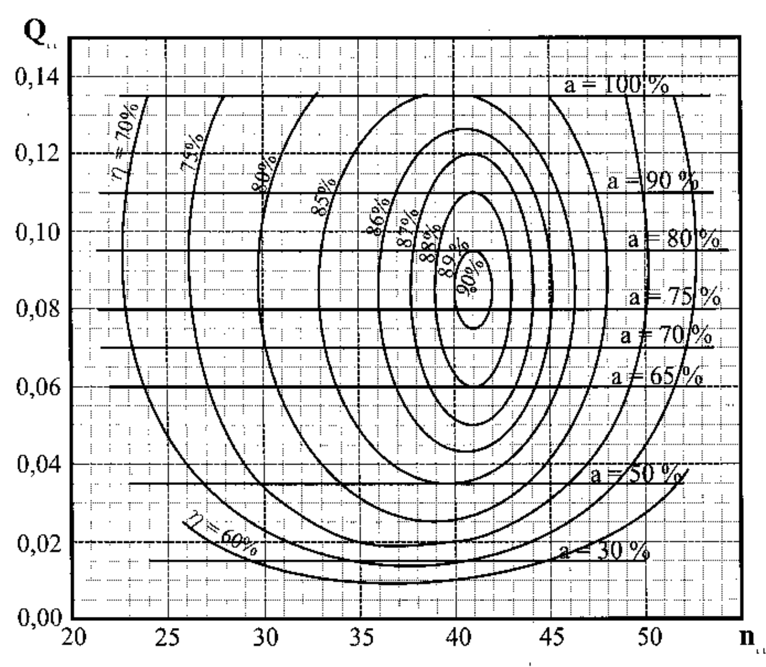


Fig. 8.12 Diagrama topográfico para turbina hidráulica do tipo Pelton.

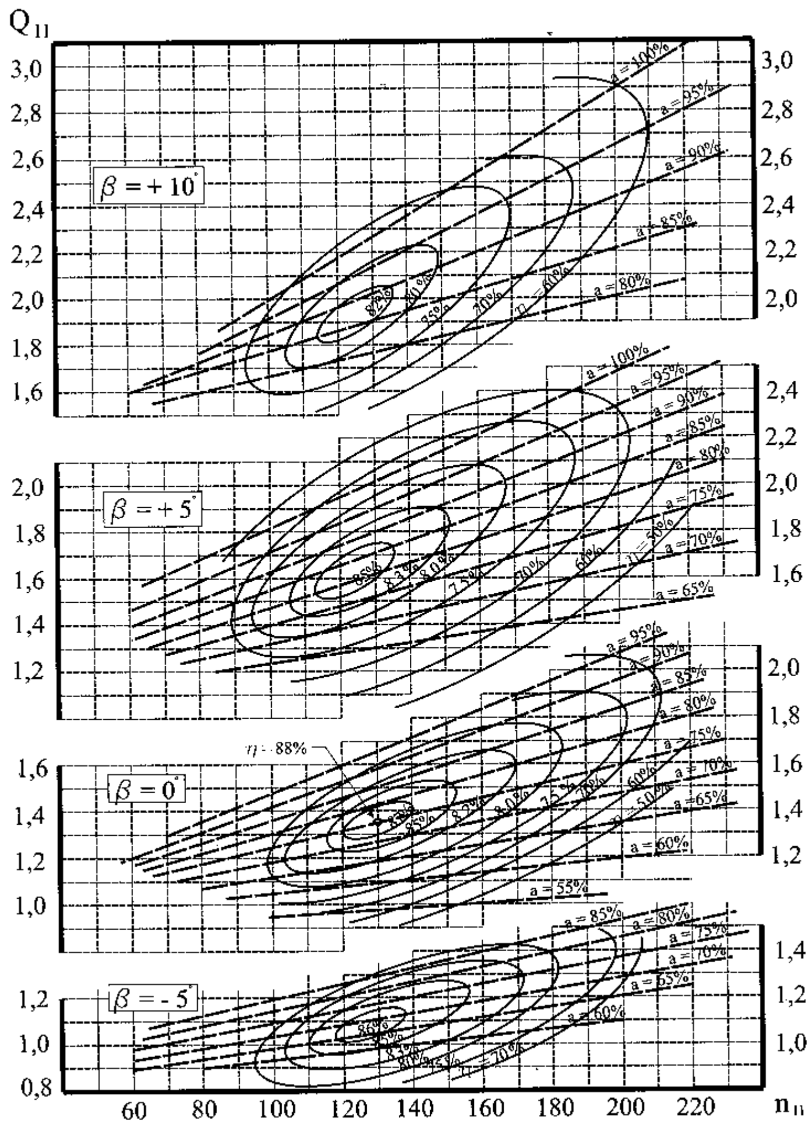


Fig. 8.13 Diagrama topográfico para diferentes valores do ângulo de inclinação das pás do rotor de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan.

Ao comparar-se a curva $\mathbf{Q_{11} = f(n_{11})}$ da turbina da Fig. 8.10, para um determinado grau de abertura, **a = 100%**, por exemplo, com o mesmo tipo de curva da turbina da Fig. 8.13, para $\beta = 0°$, verifica-se que esta última presta-se melhor para instalações de baixa altura de queda. Porque, sendo a potência no eixo deste tipo de instalação extremamente sensível a uma redução da altura de queda, pela análise das equações (5.23) e (5.25), para velocidade de rotação e diâmetro do rotor constantes, observa-se que, na turbina da Fig. 8.10, uma diminuição da queda provoca um aumento do valor de $\mathbf{n_{11}}$, uma diminuição no valor de $\mathbf{Q_{11}}$, em conseqüência da curva $\mathbf{Q_{11} = f(n_{11})}$ descendente, e uma grande redução na potência gerada, segundo a equação (4.32). Enquanto, em função da curva ascendente, na turbina da Fig. 8.13, a redução da queda produz um aumento de n_{11}, também de $\mathbf{Q_{11}}$ e uma redução não tão acentuada da vazão **Q** (ou seu aumento), trazendo como conseqüência uma diminuição não tão acentuada na potência gerada.

Outra conclusão possível de ser obtida a partir da análise dos diagramas topográficos das Figuras 8.10, 8.12 e 8.13, é que, por possuir curvas de igual rendimento com a forma aproximada de elipses com eixo maior na direção da ordenada $\mathbf{Q_{11}}$, a turbina Pelton é mais adequada para o trabalho numa situação de variação de vazão do que a turbina Francis e, mais ainda, do que a Turbina Hélice, que apresentam curvas de iso-rendimento inclinadas na direção de $\mathbf{n_{11}}$. As máquinas de maior $\mathbf{n_{qA}}$ mostram-se mais adequadas para o funcionamento onde exista variação da altura de queda do que variação da vazão.

Esta última conclusão pode ser melhor visualizada, comparando cortes dos diagramas topográficos por um plano paralelo ao eixo das ordenadas, a partir do valor de $\mathbf{n_{11}}$ calculado para a altura de queda e a velocidade de rotação nominais. As curvas assim obtidas (Fig. 8.14) mostram que as turbinas Pelton (menor n_{qA}), por apresentarem curvas de rendimento em função da vazão mais achatadas, são mais indicadas para a operação com descarga variável. A menos adequada é a turbina Hélice, que possui a curva mais pontiaguda. Somente a turbina Kaplan (ou uma de suas variantes, Bulbo, Tubular, Straflo), por ter pás móveis no rotor, aproxima-se da turbina Pelton na adaptabilidade ao funcionamento com vazão variável, sem perder as vantagens de uma turbina de grande $\mathbf{n_{qA}}$ na operação com variação de altura de queda, já que sua curva pode ser considerada uma envolvente das curvas de várias turbinas do tipo Hélice com diferentes inclinações das pás do rotor.

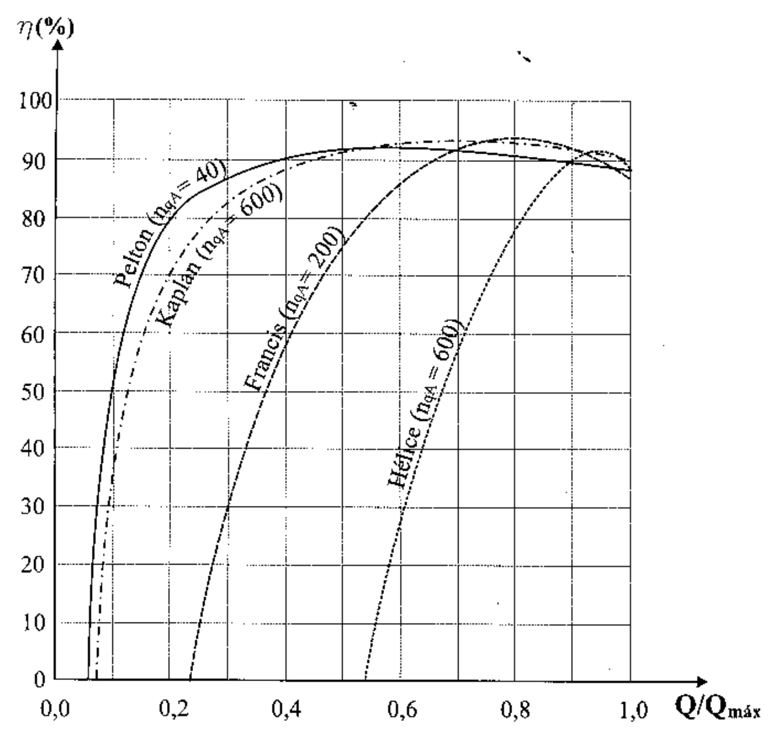


Fig. 8.14 Curvas de rendimento em função da vazão (valor relativo à vazão máxima) para vários tipos de turbinas hidráulicas.

Muito usada em micro, mini e pequenas centrais hidrelétricas, a turbina Michell-Banki apresenta um comportamento bastante favorável para o funcionamento em regime de vazão variável, conforme mostra o gráfico de um de seus fabricantes, a Ossberger - Turbinenfabrik, da Alemanha (Fig. 8.15).

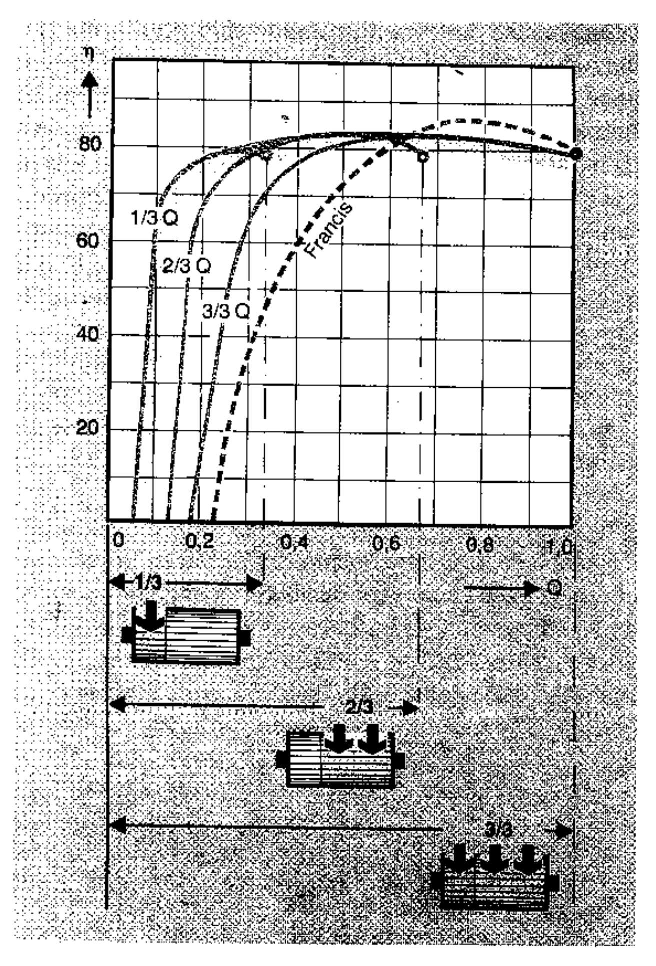


Fig. 8.15 Comparação das curvas características de uma turbina Michell-Banki, para diferentes graus de admissão d'água, com a curva característica de uma turbina Francis (Fonte: Ossberger).

Na comparação das curvas de rendimento em função da descarga, entre uma turbina Michell-Banki de dois setores que, funcionando em separado ou em conjunto, permitem a admissão da água em 1/3, 2/3 ou 3/3 da largura de seu rotor, e uma turbina do tipo Francis, vê-se que, embora o rendimento máximo da turbina Michell-Banki seja um pouco inferior, apresenta superioridade para a faixa de baixas vazões, em virtude de uma curva $\eta_t = f(Q)$ bastante achatada, para altura de queda e rotação constantes. Na amplitude do campo de vazões, a turbina Michell-Banki compete com a Kaplan, apresentando vantagens no que tange aos custos de fabricação e instalação.

Embora a grande importância dos diagramas topográficos, durante a operação de uma turbina hidráulica de central hidrelétrica, não interessa ao operador curvas características expressas em grandezas unitárias e biunitárias, ou curvas com rotação variável. Como a velocidade de rotação mantém-se rigorosamente constante pela ação do sistema de regulagem, interessa ao operador, por exemplo, o comportamento da turbina (potência gerada, rendimento total e vazão turbinada) em função da altura de queda e do grau de abertura. Isto pode ser visualizado pelo chamado **diagrama de operação** (Fig. 8.16), em que também são demarcadas as regiões em que a turbina apresenta seu melhor funcionamento, operação deficiente ou, ainda, limitações em razão dos riscos de cavitação e restrições térmicas do gerador.

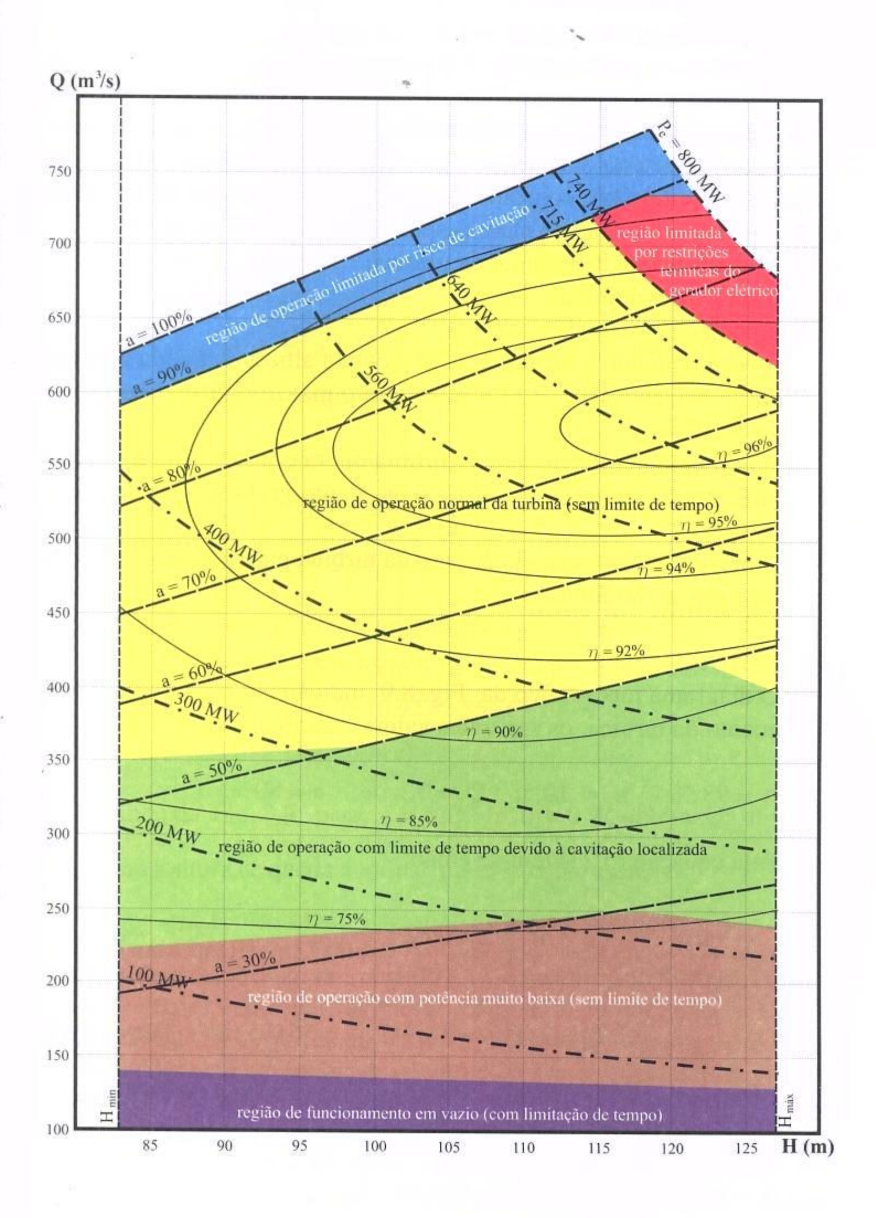


Fig. 8.16 Diagrama de operação de turbina hidráulica.

8.4 Exercícios resolvidos

1. Supondo que o gráfico da Fig. 8.9 represente as curvas características em grandezas unitárias, no Sistema Técnico de Unidades, de uma das turbinas instaladas na Central Hidrelétrica de Tucuruí, no rio Tocantins, e sabendo que esta opera com a velocidade de rotação de 81,82 rpm (gerador de 60 Hz), constante para todas as condições de trabalho, determinar para água de massa específica, $\rho = 1000\ kg/m^3$:
   a) a altura de queda nominal da turbina;
   b) a sua vazão nominal;
   c) a potência nominal da turbina;
   d) a vazão quando a turbina trabalha com a altura de queda mínima da instalação, $H_{min} = 51,4$ m, e com o máximo grau de abertura (a = 100%);
   e) a potência gerada quando a turbina opera com a altura de queda máxima da central, $H_{máx} = 67,6$ m, e um grau de abertura, a = 80%;
   f) a máxima velocidade de disparo da turbina para a altura de queda de projeto (nominal).

SOLUÇÃO:

O diagrama topográfico da Fig. 8.9 indica para o ponto de maior rendimento da turbina, os seguintes valores nominais:

$\eta_t = 93\ \%$; $n_1 = 10,5$; $Q_1 = 72$ e $a = 80\%$.

Pela equação (5.21) tem-se então:

$$n_1 = \frac{n}{H^{1/2}} \quad \therefore \quad H = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 = \left(\frac{81,82}{10,5}\right)^2 = 60,72\,\text{m} \quad (\text{Resposta a}) \qquad \text{e}$$

$$Q_1 = \frac{Q}{H^{1/2}} \quad \therefore \quad Q = Q_1 . H^{1/2} = 72 . 60,72^{1/2} = 561,05\ \text{m}^3/\text{s} \quad (\text{Resposta b})$$

O salto energético específico disponível é:

$Y = g . H = 9,81 . 60,72 = 595,66$ J/kg

Levando os valores obtidos à equação (4.30), vem:

$$P_e = \rho \, . \, Q \, . \, Y \, . \, \eta_t = 1000.561{,}05.595{,}66.0{,}93 = 310{,}8.10^6 \text{ W} \therefore$$

$$P_e = 310{,}8 \text{ MW} \quad (\text{Resposta c})$$

Para $H_{min} = 51{,}4$ m, tem-se:

$$Y_{min} = g \, . \, H_{min} = 9{,}81 \, . \, 51{,}4 = 504{,}23 \text{ J/kg}$$

$$n_1 = \frac{n}{H_{min}^{1/2}} = \frac{81{,}82}{51{,}4^{1/2}} = 11{,}4$$

Com $n_1 = 11{,}4$ e $a = 100\%$, retira-se do gráfico da Fig. 8.9:

$Q_1 = 93$ e $\eta_t \cong 89\%$.

Logo:

$$Q = Q_1 . H_{min}^{1/2} = 93.51{,}4^{1/2} = 666{,}75 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Resposta d}) \therefore$$

Com $n_1 = \dfrac{81{,}82}{(67{,}6)^{1/2}} = 9{,}95$ e $a = 80\%$, retira-se da Fig. 8.9:

$Q_1 = 70{,}5$ e $\eta_t \cong 92\%$, podendo-se então calcular:

$Q = 70{,}5 \, (67{,}6)^{0{,}5} = 579{,}65 \text{ m}^3/\text{s}$ e $Y = 9{,}81 \, . \, 67{,}6 = 663{,}16$ J/kg $\therefore$

$P_e = 10^3 \, . \, 663{,}16 \, . \, 579{,}65 \, . \, 0{,}92 = 353{,}65.10^6$ W $\therefore$

$P_e = 353{,}65$ MW (Resposta e)

Ainda da Fig. 8.9, para $a = 100\%$ e $\eta_t = 0\ \%$, obtém-se: $n_1 = 21$.

Para a altura de queda nominal, pode-se então escrever:

$$n_{máx} = n_1 . H^{1/2} = 21.60{,}72^{1/2} = 163{,}64 \text{ rpm} \quad (\text{Resposta f})$$

2. Considere que o diagrama da Fig. 8.13, construído no Sistema Técnico de Unidades, represente as curvas características das turbinas Kaplan da Central Hidrelétrica de Volta Grande, no rio Grande, que foram projetadas para uma altura de queda de 26,2 m e velocidade de rotação de 85,7 rpm. Quando a altura de queda da central baixa para 22,56 m supõe-se que o sistema de regulagem atue, aumentando o grau de abertura para 85% e alterando a inclinação das pás do rotor para 10°. Considerando a massa específica da água igual a 1000 kg/m³, calcular:

a) a potência no eixo das turbinas para esta situação (a = 85% e β =10°);
b) a potência no eixo para as condições de projeto.

SOLUÇÃO:

A Fig. 8.13 permite concluir, comparando os diagramas topográficos correspondentes aos diferentes ângulos de inclinação das pás do rotor, que o ponto de projeto (ponto de máximo rendimento) da turbina Kaplan em questão verifica-se para um ângulo de inclinação das pás do rotor, $\beta = 0°$, e um grau de abertura do sistema diretor, a = 75%. Para este ponto, de rendimento igual a 88%, tem-se os seguintes valores para as grandezas biunitárias:

$$n_{11} = 130 \quad e \quad Q_{11} = 1{,}35.$$

Levando os valores correspondentes às condições de projeto nas equações (5.23) e (5.24), chega-se a:

$$n_{11} = \frac{n.D}{H^{1/2}} \quad \therefore \quad D = n_{11}\frac{H^{1/2}}{n} = 130\frac{26{,}2^{1/2}}{85{,}7} = 7{,}76\ m$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2.H^{1/2}} \quad \therefore \quad Q = Q_{11}.D^2.H^{1/2} = 1{,}35.7{,}76^2.26{,}2^{1/2} \ \therefore$$

$$Q = 416{,}1\ m^3/s$$

O salto energético disponível para o ponto de projeto é:

$$Y = g\ .\ H = 9{,}81\ .\ 26{,}2 = 257{,}02\ J/kg$$

Pela equação (4.30), chega-se então a:

$$P_e = \rho.Q.Y.\eta_t = 1000.416{,}1.257{,}02.0{,}88 = 94{,}11.10^6\ W \ \therefore$$

$$P_e = 94{,}11\ MW \quad (\text{Resposta b})$$

Para a altura de queda H = 22,56 m, vem:

$$Y = g\ .\ H = 9{,}81\ .\ 22{,}56 = 221{,}31\ J/kg \quad e$$

$$n_{11} = \frac{n.D}{H^{1/2}} = \frac{85{,}7.7{,}76}{22{,}56^{1/2}} = 140$$

Levando este valor à Fig. 8.13, para $\beta = 10°$ e $a = 85\%$, obtém-se:

$Q_{11} = 1{,}95$ e $\eta_t = 80\%$.

Logo:

$$Q = Q_{11}.D^2.H^{1/2} = 1{,}95.7{,}76^2.22{,}56^{1/2} = 557{,}73\ m^3/s \quad \therefore$$
$$P_e = \rho.Q.Y.\eta_t = 1000.557{,}73.221{,}31.0{,}8 = 98{,}74.10^6\ W \ \therefore$$
$$P_e = 98{,}74\ MW \quad (\text{Resposta a})$$

3. Supondo que o diagrama topográfico da Fig. 8.12 (Sistema Técnico de Unidades) represente as curvas da turbina hidráulica instalada na Usina de Canastra, em Canela, e conhecidas as características nominais da instalação, $H = 330$ m, $Q = 7{,}85\ m^3/s$, gerador elétrico, síncrono, com 20 pólos e 60 Hz de freqüência, água de massa específica, $\rho = 1000\ kg/m^3$, determinar:
   a) o tipo de turbina instalada, justificando;
   b) o diâmetro do rotor da turbina;
   c) a potência gerada no eixo da turbina;
   d) o diâmetro de uma turbina modelo, a ser ensaiada com uma altura de queda de 15 m, gerando uma potência de 2,2 kW;
   e) a vazão com que deve ser ensaiada a turbina modelo.

SOLUÇÃO:

A partir da equação das máquinas elétricas síncronas (13.46), tem-se:

$$n = \frac{2\ .\ f}{p} = \frac{2\ .\ 60}{20} = 6\ \text{rps}\ (360\ \text{rpm})$$

O salto energético (trabalho específico) disponível da instalação é:

$$Y = g\ .\ H = 9{,}81\ .\ 330 = 3237{,}3\ J/kg$$

Pela equação (5.34):

$$n_{qA} = 10^3 . n . \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} = 10^3 . 6 . \frac{7{,}85^{1/2}}{3237{,}3^{3/4}} = 39{,}17$$

Com este valor de n_{qA}, pela Tabela 5.1, a turbina instalada poderia ser Pelton ou Michell-Banki. Para a altura de queda de 330 m, no entanto, o gráfico da Fig. 1.6 leva a concluir tratar-se de uma turbina hidráulica do tipo Pelton. (Resposta a)

Do diagrama topográfico da Fig. 8.12, para o ponto de projeto (grandezas nominais), tira-se:

$$\eta_t = 90\% \quad \text{e} \quad n_{11} = 41$$

A partir da equação (5.23), onde a velocidade de rotação é expressa em rpm, vem:

$$D = \frac{n_{11} . H^{1/2}}{n} = \frac{41 . 330^{1/2}}{360} = 2{,}07 \text{ m} \quad (\text{Resposta b})$$

A equação (4.30) fornece:

$$P_e = \rho . Q . Y . \eta_t = 1000 . 7{,}85 . 3237{,}3 . 0{,}9 = 22{,}872 . 10^6 \text{ W} \therefore$$
$$P_e = 22872 \text{ kW} \quad (\text{Resposta c})$$

Como as grandezas biunitárias são iguais para máquinas de fluxo semelhantes (modelo e protótipo) e para turbinas Pelton o efeito escala é desconsiderado (equação 5.10), as equações (5.27) e (5.25) permitem escrever:

$$P_{e11} = P_{e11m} \therefore \frac{P_e}{D^2 . H^{3/2}} = \frac{P_{em}}{D_m^2 . H_m^{3/2}} \therefore D_m = \sqrt{D^2 \frac{P_{em}}{P_e} \left(\frac{H}{H_m} \right)^{3/2}} \therefore$$

$$D_m = \sqrt{2{,}07^2 . \frac{2{,}2}{22872} \left(\frac{330}{15} \right)^{3/2}} = 0{,}206 \text{m} \quad (\text{Resposta d})$$

$$Q_{11} = Q_{11m} \quad \therefore \quad \frac{Q}{D^2 \, . \, H^{1/2}} = \frac{Q_m}{D_m^2 \, . \, H_m^{1/2}} \quad \therefore \quad Q_m = Q\left(\frac{D_m}{D}\right)^2 \left(\frac{H_m}{H}\right)^{1/2} \quad \therefore$$

$$Q_m = 7{,}85\left(\frac{0{,}206}{2{,}07}\right)^2 \left(\frac{15}{330}\right)^{1/2} = 0{,}0166 \, m^3/s = 16{,}6 \; l/s \quad \text{(Resposta e)}$$

8.5 Exercícios propostos

1. Uma das turbinas da Central Hidrelétrica de Itaipu, no rio Paraná, que trabalha na freqüência de 50 Hz, com velocidade de rotação de 90,9 rpm, encontra-se submetida a sua altura de queda nominal, $H_n = 120$ m. Considerando suas curvas características representadas pelo diagrama topográfico da Fig. 8.10, no Sistema Técnico de Unidades, a água com massa específica de 1000 kg/m³ e constante a velocidade de rotação, determinar:
   a) o diâmetro de entrada do rotor da turbina;
   b) a vazão nominal e a potência no eixo nominal da turbina;
   c) a vazão e a altura de queda da turbina quando opera com grau de abertura máximo (a = 100%) e para esta abertura no ponto de melhor rendimento;
   d) a potência obtida no eixo para as condições do item "c";
   e) a máxima velocidade de disparo da turbina, para a altura de queda nominal.

   Respostas:
   a) $D_4 = 8{,}68$ m; b) $Q_n = 577{,}73$ m³/s e $P_{en} = 646{,}1$ MW;
   c) $Q = 725{,}7$ m³/s e $H = 105$ m; d) $P_e = 672{,}76$ MW;
   e) $n_{máx} = 176{,}68$ rpm.

2. A turbina Pelton cujo diagrama topográfico encontra-se representado na Fig. 8.12 possui rotor com diâmetro de 0,5 m e trabalha com água de massa específica $\rho = 1000$ kg/m³. Para que esta turbina seja acoplada diretamente a um gerador síncrono de 8 pólos e 60 Hz, determinar:
   a) a altura de queda a que deverá estar submetida para funcionar na sua melhor condição;
   b) a sua vazão nominal;

c) a potência no eixo nominal;
d) a sua máxima potência para a altura de queda nominal;
e) a vazão correspondente a esta última situação (máxima potência).
Respostas:
a) $H_n = 120,46$ m; b) $Q_n = 0,233$ m³/s; c) $P_{en} = 247,8$ kW;
d) $P_e = 371,65$ kW; e) $Q = 0,373$ m³/s.

3. A turbina, cujas curvas características estão representadas na Fig. 8.9 (Sistema Técnico de Unidades), foi projetada para ser acoplada diretamente com um gerador síncrono de 88 pólos, 60 Hz, com um rotor de diâmetro igual a 8,1 m. Construindo um modelo geometricamente semelhante, com rotor de 0,3 m de diâmetro, para operar com uma velocidade de 1600 rpm, também trabalhando com água de massa específica de 1000 kg/m³ e levando em consideração o efeito do fator de escala sobre o rendimento, determinar para a turbina modelo:
a) a altura de queda nominal;
b) a vazão nominal;
c) o rendimento total para a condição de projeto;
d) a potência no eixo para o ponto de melhor rendimento.
Respostas:
a) $H_m = 31,85$ m; b) $Q_m = 0,557$ m³/s; c) $\eta_{tm} = 86,5$ %;
d) $P_{em} = 150,5$ kW.

4. Supondo que o gráfico da Fig. 8.13 (Sistema Técnico de Unidades) represente as curvas características de uma das turbinas Kaplan inicialmente previstas (posteriormente o projeto foi alterado com a utilização de turbinas Francis) para a Usina Hidrelétrica de Dona Francisca, no rio Jacuí, projetada para uma altura de queda de 38,75 m e velocidade de rotação constante de 163,6 rpm, determinar, pela análise dos diagramas topográficos, quando esta turbina estiver operando com uma altura de queda de 33,46 m e vazão de 141,73 m³/s ($\rho_{água} = 1000$ kg/m³):
a) o ângulo de inclinação mais adequado das pás do rotor;
b) o grau de abertura do sistema diretor;
c) a potência gerada nesta situação;

d) a vazão nominal da turbina;
e) a sua potência nominal.

Respostas:

a) $\beta = -5°$; b) $a = 60\%$; c) $P_e = 39{,}08$ MW;
d) $Q_n = 205{,}91$ m³/s; e) $P_{en} = 68{,}88$ MW.

5. Considere-se as curvas características da Fig. 8.10 como pertencentes a uma das unidades da Usina Hidrelétrica de Salto Santiago, rio Iguaçu. O rotor desta turbina possui um diâmetro de 5,95 m e gira com uma velocidade de rotação constante de 120 rpm. Determinar para uma altura de queda de $H = 90{,}63$ m e água de massa específica de 1000 kg/m³:
a) a vazão turbinada para o grau de abertura $a = 80\%$;
b) a potência no eixo para $a = 80\%$;
c) a vazão que passa pela turbina quando o grau de abertura for $a = 40\%$;
d) a potência gerada para o grau de abertura $a = 40\%$;
e) a velocidade de disparo para um grau de abertura $a = 20\%$.

Respostas:

a) $Q = 262{,}88$ m³/s; b) $P_e = 219{,}7$ MW; c) $Q = 121{,}33$ m³/s;
d) $P_e = 86{,}3$ MW; e) $n_{disparo} = 134{,}4$ rpm.

6. A turbina Francis, cujas curvas características encontram-se representadas na Fig. 8.9, foi projetada para uma altura de queda de 60,8 m. O rotor desta turbina possui as seguintes características: $D_4 = 8{,}1$ m, $\eta_v = 0{,}99$, $\eta_h = 0{,}96$, $K_{cm4} = 0{,}32$ e $\alpha_5 = 90°$. Desprezando a espessura das pás, sabendo que o nível de jusante da instalação está situado na cota de 3,96 m acima do nível do mar e considerando a temperatura da água igual a 25°C, calcular:
a) o ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor;
b) o ângulo de saída das pás do sistema diretor que antecede o rotor;
c) a largura b_4 na entrada do rotor;
d) a altura de sucção máxima desta turbina, calculando o coeficiente de cavitação pela expressão (6.3).

Respostas:

a) $\beta_4 = 31{,}22°$; b) $\alpha_4 = 33{,}83°$; c) $b_4 = 1{,}98$ m; d) $H_{sgmáx} = -3{,}94$ m.

9
Características de Funcionamento de Geradores de Fluxo

O conhecimento das curvas características dos geradores de fluxo e das peculiaridades inerentes a cada tipo de máquina fornece uma base confiável para o projetista de uma nova instalação e uma orientação segura para o usuário, quando este se depara com um problema de funcionamento.

Base confiável para o projetista porque o bom fabricante de máquinas de fluxo fornece, em seus catálogos, as curvas características de seu produto, normalmente, obtidas em ensaios de laboratório. Possíveis distorções podem levar o cliente a responsabilizar o fabricante ou serem objeto de multas contratuais.

Por outro lado, um engenheiro conhecedor das peculiaridades dos diferentes tipos de máquinas de fluxo dificilmente cometerá um erro grosseiro de orientação, como recomendar o fechamento de um registro colocado na canalização de descarga de um exaustor axial que efetua a tiragem dos gases de combustão de uma caldeira, com a finalidade de reduzir a sobrecarga do motor de acionamento, e também não deixará de alertar para os riscos de uma elevação exagerada da corrente do motor elétrico na partida de uma bomba centrífuga de grande porte com registro de recalque totalmente aberto.

A análise dos diferentes tipos de curvas características de máquinas de fluxo geradoras e dos fatores que as modificam, bem como a determinação do ponto de funcionamento mais adequado para diferentes sistemas de bombeamento ou ventilação, serão objetivos deste capítulo.

9.1 Curva teórica e curva real

Inicialmente, será feita a distinção entre as curvas características teóricas e as curvas características ideais de uma máquina de fluxo ge-

radora. As curvas ideais não consideram as perdas e podem ser facilmente deduzidas a partir da equação fundamental para número infinito de pás (equação de Euler). Já as curvas teóricas, levam em conta as perdas e possuem esta denominação porque são previstas pela teoria e não determinadas pela experimentação (curvas características reais).

A seguir, será apresentado o procedimento clássico para a obtenção da curva característica teórica, **Y = f (Q)**, de um gerador de fluxo radial com velocidade de rotação constante.

A equação fundamental simplificada das máquinas de fluxo, modalidade geradora, supondo escoamento sem atrito, rotor com número de pás infinito, infinitamente próximas e de espessura infinitesimal (equação 3.29), é:

$$Y_{pá\infty} = u_5\, c_{u5}$$

Com base nesta equação será examinada a variação do trabalho específico (salto energético) disponível, **Y**, em função da vazão, mantendo constante a velocidade de rotação e alterando a vazão por meio do ajuste de um registro inserido na canalização de descarga.

Neste caso, o ângulo de saída das pás do rotor, β_5, mantém-se constante e o triângulo de velocidades fornecido pela equação vetorial $\vec{c}_5 = \vec{u}_5 + \vec{w}_5$ transforma-se no triângulo representado pela equação $\vec{c}\,'_5 = \vec{u}_5 + \vec{w}\,'_5$. A altura deste novo triângulo passa a ser c'_{m5}, diferente de c_{m5} (Fig. 9.1).

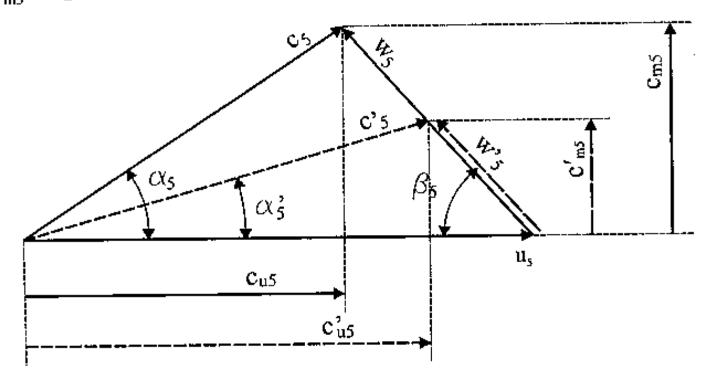


Fig. 9.1 Modificação do triângulo de velocidades em função da variação da vazão.

Com base nos triângulos da Fig. 9.1 e das equações (3.10) e (3.11), pode-se escrever:

$$c_{u5} = u_5 - c_{m5} \; \text{cotg}\,\beta_5 = u_5 - \frac{Q}{\pi \; D_5 \; b_5} \; \text{cotg}\,\beta_5$$

Substituindo este valor na equação (3.29), vem:

$$Y_{pá\infty} = u_5^2 - u_5 \frac{\text{cotg}\,\beta_5}{\pi \; D_5 \; b_5} \; Q \qquad (9.1)$$

Para as condições estabelecidas, a única grandeza do lado direito do sinal de igualdade da expressão (9.1) que pode variar é a vazão **Q**, representando, desta maneira uma reta de inclinação positiva (ascendente), nula (constante) ou negativa (descendente), conforme β_5 seja maior (pás curvadas para frente), igual (pás de saída radial) ou menor que **90**° (pás curvadas para trás).

Representando graficamente esta equação, obtém-se as curvas características ideais para os três casos citados (Fig. 9.2).

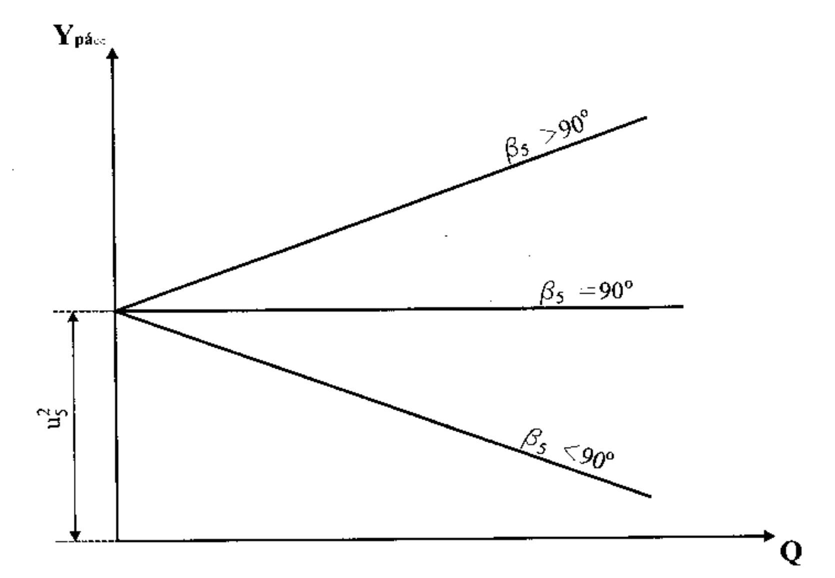


Fig. 9.2 Curvas características ideais (para número infinito de pás do rotor) de geradores de fluxo radiais.

O traçado da curva característica teórica, **Y = f (Q)**, para rotores radiais com pás curvadas para trás ($\beta_5 < 90°$), é obtido conforme está indicado na Fig. 9.3.

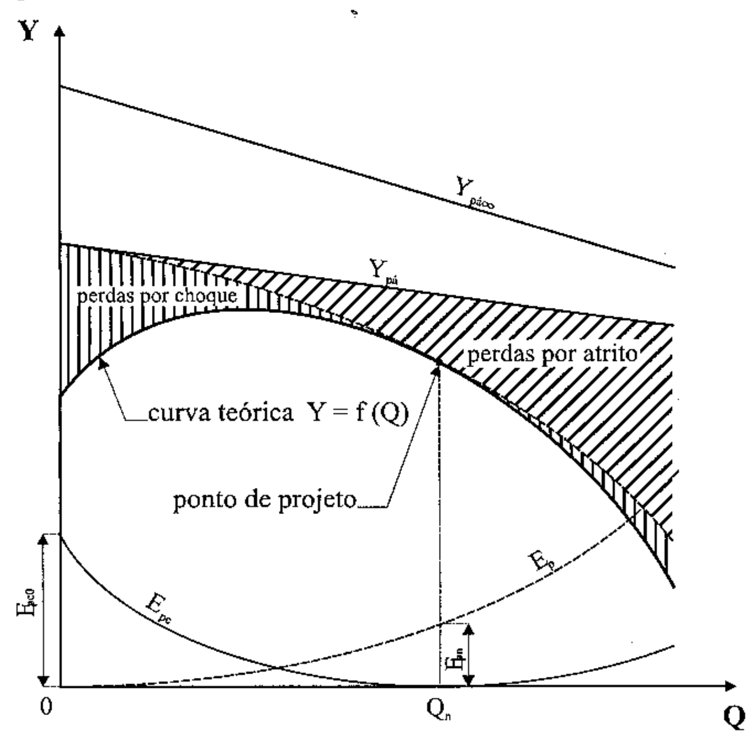


Fig. 9.3 Obtenção da curva característica teórica Y = f (Q) de um gerador de fluxo a partir da curva ideal.

Ou seja, a partir da curva característica ideal, $\mathbf{Y_{pá\infty} = f\,(Q)}$, chega-se à curva $\mathbf{Y_{pá} = f\,(Q)}$, levando em conta a equação (3.31) que traduz a diminuição do trabalho específico para um rotor com número finito de pás, conforme a definição do fator de deficiência de potência, μ.

Para obter a curva característica teórica, deve-se subtrair da curva $\mathbf{Y_{pá} = f\,(Q)}$, para cada valor da vazão, a totalidade das perdas hidráulicas, $\mathbf{E_p + E_{pc}}$, onde $\mathbf{E_p}$ representa as perdas por atrito, mudança de seção e direção do fluxo, e $\mathbf{E_{pc}}$, as perdas por choque (turbilhonamento) na entrada do rotor e do sistema diretor.

Segundo Pfleiderer,[1] tanto $\mathbf{E_p}$ como $\mathbf{E_{pc}}$ são funções parabólicas da vazão, que podem ser, respectivamente, representadas pelas equações:

$$E_p = (1 - \eta_h)\, Y_{pá} \left(\frac{Q}{Q_n}\right)^2 \tag{9.2}$$

e

$$E_{pc} = K_{pc} \left(u_4^2 + \mu^2 u_5^2\right)\left(1 - \frac{Q}{Q_n}\right)^2 \tag{9.3}$$

onde:

E_p = perdas por atrito, mudança de seção e direção do fluxo, em J/kg;
E_{pc} = perdas por choque na entrada do rotor e do sistema diretor, em J/kg;
η_h = rendimento hidráulico da máquina, adimensional;
$Y_{pá}$ = trabalho específico nas pás de um rotor com número finito de pás, em J/kg;
u_4 = velocidade tangencial na entrada do rotor, em J/kg;
u_5 = velocidade tangencial na saída do rotor, em J/kg;
μ = fator de deficiência de potência, adimensional;
K_{pc} = coeficiente de perdas por choque, adimensional;
Q = vazão genérica da máquina, em m^3/s;
Q_n = vazão nominal (de projeto) da máquina, em m^3/s.

Pelas equações (9.2) e (9.3), conclui-se que, enquanto a parábola que representa as perdas por atrito tem seu vértice na origem das coordenadas ($Q = 0$), a parábola representativa das perdas por choque tem seu vértice na abcissa correspondente ao ponto de projeto ($Q = Q_n$), onde o valor destas perdas é considerado nulo (Fig. 9.3).

Para rotores com $\beta_5 = 90°$ e $\beta_5 > 90°$, a curva característica teórica seria obtida de maneira análoga.

Também de maneira análoga poderia ser traçada a curva característica teórica $\mathbf{P_c = f(Q)}$, que dá a variação da potência consumida no eixo em função da vazão, a partir da característica ideal de uma máquina de fluxo geradora com número infinito de pás. Esta, de acordo com

[1] PFLEIDERER, C., *Bombas centrífugas y turbocompressores.*

as equações (3.25) e (9.1), pode ser representada por uma parábola que passa pela origem do sistema de coordenadas (Fig. 9.4), seguindo uma equação do tipo:

$$P_{pá\infty} = K_1 Q + K_2 \ Q^2 \tag{9.4}$$

onde:

$P_{pá\infty}$ = potência nas pás de um rotor com número infinito de pás, em W;
K_1 = constante, adimensional;
K_2 = constante, adimensional;
Q = vazão genérica da máquina, em m^3/s.

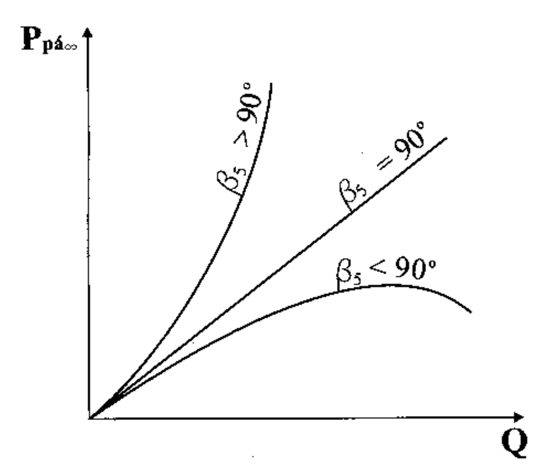


Fig. 9.4 Curvas características ideais $P_{pá\infty} = f(Q)$ de máquinas de fluxo geradoras radiais.

Para $\beta_5 = 90°$, a constante K_2 anula-se por conter o termo **cotg** β_5, e a curva $P_{pá\infty} = f(Q)$ transforma-se em uma reta. Para $\beta_5 < 90°$ (pás curvadas para trás) a curva característica ideal da potência situa-se sob esta reta, crescendo até alcançar um máximo para depois diminuir até zero. Enquanto, para $\beta_5 > 90°$ (pás curvadas para frente), a curva de potência desenvolve-se acima da reta correspondente à variação de potência para $\beta_5 = 90°$ e cresce sem limites (Fig. 9.4).

No estabelecimento das características teóricas $P_e = f(Q)$, para os diferentes ângulos de saída das pás do rotor, ao serem acrescentadas as

potências consumidas pelas perdas, inclusive as por fuga, as curvas de potência no eixo não passarão mais pela origem, ocorrendo, pelo contrário, uma grande solicitação para a máquina funcionando em vazio (vazão nula).

A determinação da curva característica teórica para rotores axiais é mais complexa já que a análise do escoamento segue um tratamento tridimensional, ou, de maneira simplificada, uma abordagem bidimensional (teoria aerodinâmica), assumindo simetria axial para o fluxo que se desenvolve sobre superfícies cilíndricas de revolução.

Neste caso, pode-se determinar a curva teórica a partir da aplicação da equação (9.1) a cada um dos diâmetros correspondentes a estas superfícies de revolução. Os diferentes valores da velocidade tangencial e da inclinação das pás do rotor produzem curvas de trabalho específico em função da vazão com diferentes inclinações para cada um destes diâmetros. A curva para um filete de corrente situado junto ao cubo do rotor (diâmetro interior), onde a velocidade tangencial é menor, tem o formato achatado, enquanto, para o diâmetro exterior, onde a velocidade tangencial é maior, ela possui um aspecto mais inclinado. A curva resultante $\mathbf{Y = f(Q)}$ é obtida por integração, já que, para um regime qualquer de funcionamento, os pontos correspondentes nas curvas traçadas para os diferentes diâmetros não possuem a mesma energia, nem a mesma vazão.

A Figura 9.5 mostra a curva teórica de um rotor axial (bomba ou ventilador) construído pela teoria do vórtice potencial (ver Capítulo 13), onde está representado apenas o traçado das curvas correspondentes ao diâmetro exterior, ao diâmetro interno (cubo) do rotor e à curva resultante. Conforme se observa, as curvas interceptam-se para o ponto de projeto ($\mathbf{Y_n}$, $\mathbf{Q_n}$), uma vez que, para este ponto, as próprias condições de projeto estabelecem a igualdade do trabalho específico nas pás e das componentes meridianas da velocidade absoluta para os diferentes diâmetros do rotor. Já para os pontos correspondentes a um regime qualquer (linhas traço/ponto na Fig. 9.5), nem o trabalho específico, nem as velocidades meridianas serão iguais.

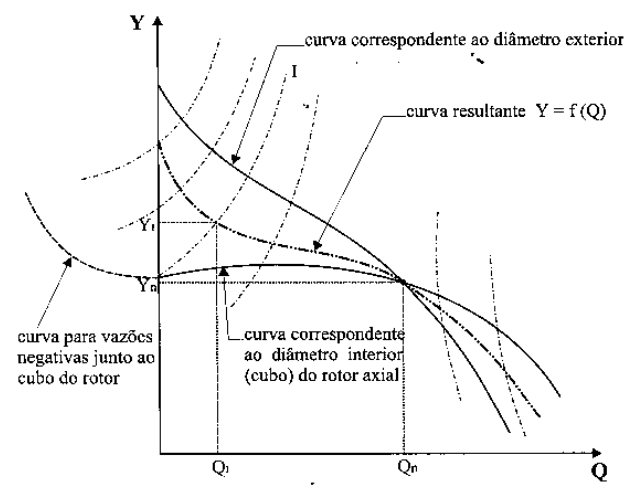


Fig. 9.5 Determinação da curva característica teórica Y = f (Q) para rotores axiais.

Quando a vazão da máquina atinge determinado valor limite (**Q_I**), a linha de regime correspondente (linha **I**) passa pelo ponto de inflexão da curva característica resultante e corta a curva correspondente ao cubo no ponto de vazão nula. Isto significa que, abaixo desta vazão, a componente meridiana da velocidade assume um valor negativo, produzindo uma corrente de retrocesso junto ao cubo do rotor. A partir deste ponto seria necessário o traçado da curva característica do cubo para vazões negativas (linha tracejada na Fig. 9.5), máquina funcionando em freio, para a obtenção da curva resultante.

Embora a análise das curvas teóricas permita avaliar a influência de diversos parâmetros construtivos no comportamento da máquina de fluxo mesmo antes do seu projeto e fabricação, somente o conhecimento de suas curvas características reais permitirá aos usuários elementos confiáveis para a sua utilização em determinada instalação.

A curva característica real, daqui para frente denominada simplesmente de **curva característica da bomba ou ventilador** (*pump or fan characteristic curve*), é obtida em bancos de testes de laboratórios ou nos ensaios de campo.

Na Fig. 9.6, observa-se uma representação típica das curvas características de uma máquina de fluxo geradora (bomba ou ventilador), obtidas em laboratório, para velocidade de rotação constante, onde as curvas **Y = f(Q)**, do trabalho específico disponível em função da vazão,

$\mathbf{P_e = f(Q)}$, da potência consumida no eixo, e, $\eta_t = \mathbf{f(Q)}$, do rendimento total em função da vazão, são traçadas para um mesmo sistema de coordenadas cartesianas, evidentemente, em escalas diferentes por se tratarem de grandezas medidas em unidades diferentes.

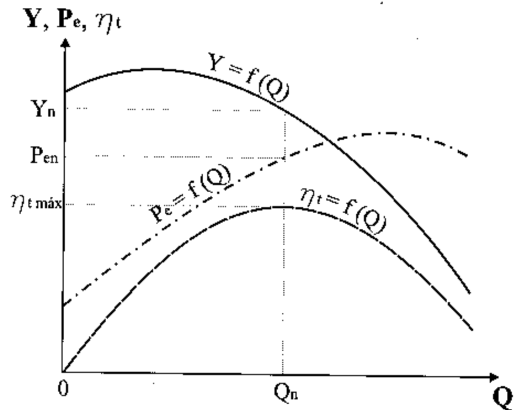


Fig. 9.6 Curvas características de máquinas de fluxo geradoras obtidas em ensaio com velocidade de rotação constante.

Os valores $\mathbf{Q_n}$ e $\mathbf{Y_n}$, denominam-se **valores nominais** ou de projeto e devem coincidir com o ponto de rendimento máximo (Fig. 9.6). Já a potência no eixo, $\mathbf{P_e}$, para $\mathbf{Q = 0}$, é a potência que a máquina exige no momento da partida.

É importante salientar que, nas curvas características, embora o emprego do trabalho específico disponível para representar a energia que a máquina fornece ao fluido permita a generalização do gráfico para qualquer máquina de fluxo geradora, na prática, é comum a sua substituição pela altura de elevação ou **altura manométrica total** (*head*), **H**, no caso das bombas, e pela **diferença de pressão total** (*total pressure*), $\mathbf{\Delta p_t}$, no caso dos ventiladores, com base na equação:

$$Y = g\ H = \frac{\Delta p_t}{\rho} \tag{9.5}$$

onde:

Y = trabalho específico disponível ou salto energético da máquina, em J/kg;

g = aceleração da gravidade, em m/s²;

H = altura de elevação ou altura manométrica total da máquina, em m;
Δp_t = diferença de pressão total da máquina, em Pa;
ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3.

No caso de ventiladores, ainda é bastante usual os fabricantes apresentarem gráficos com $\mathbf{\Delta p_t}$ expressa em **mmCA** (milímetros de coluna d'água).

9.2 Determinação do ponto de funcionamento

Para a determinação do ponto de funcionamento do gerador de fluxo em uma instalação (Fig. 9.7), além do conhecimento da energia que a máquina será capaz de fornecer, é indispensável saber qual será a energia requerida pelo sistema onde a máquina está instalada para recalcar uma determinada vazão do fluido considerado.

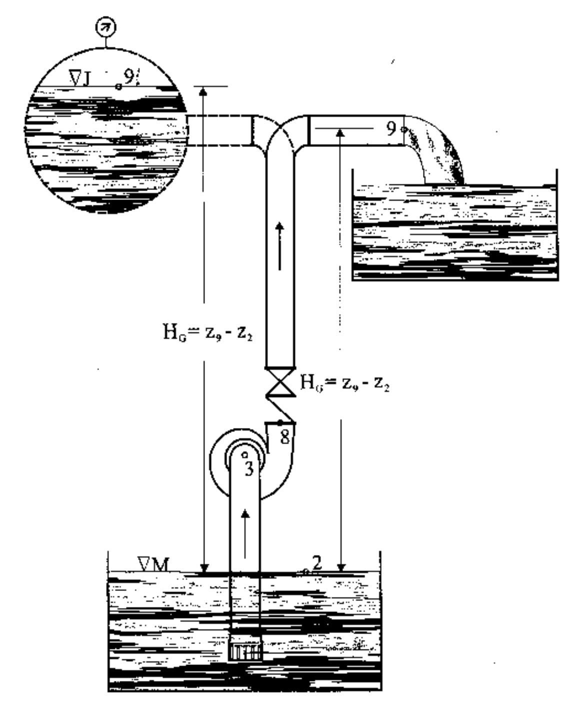


Fig. 9.7 Representação esquemática de uma instalação de bombeamento.

A quantidade de energia que a unidade de massa do fluido precisa receber do gerador de fluxo para se deslocar do ponto **2** ao ponto **9** da instalação representada na Fig. 9.7, vencendo o desnível da instalação, a diferença de pressão entre os dois reservatórios (caso exista), uma possível diferença da velocidade de escoamento entre os pontos considerados e a perda de carga nas tubulações e acessórios do sistema é definida, pelo princípio da conservação da energia, através da equação:

$$Y = \frac{p_9 - p_2}{\rho} + g\left(z_9 - z_2\right) + \frac{c_9^2 - c_2^2}{2} + E_{p_{2\text{-}3}} + E_{p_{8\text{-}9}} \qquad (9.6)$$

onde:

Y = energia específica requerida pelo sistema, em J/kg;

p_9 = pressão no ponto 9, na boca de descarga da canalização de recalque, ou, na superfície do reservatório de recalque pressurizado (alternativa tracejada na Fig. 9.7), em N/m^2;

p_2 = pressão no ponto 2, na superfície do reservatório de sucção, em N/m^2;

g = aceleração da gravidade, em m/s^2;

z_9 = cota de referência do ponto 9, em m;

z_2 = cota de referência do ponto 2, em m;

c_9 = velocidade do fluido no ponto 9, em m/s;

c_2 = velocidade do fluido no ponto 2;

$E_{p_{2\text{-}3}}$ = perda de carga no trecho 2-3 da canalização de sucção, em J/kg;

$E_{p_{8\text{-}9}}$ = perda de carga no trecho 8-9 da canalização de recalque, em J/kg.

A representação gráfica da equação (9.6) é denominada de **curva característica do sistema** (*system curve*) ou curva característica da canalização.

Nesta equação, considerando $\mathbf{c_2 = 0}$ (situação mais usual) e designando:

$$Y_{est} = \frac{p_9 - p_2}{\rho} + g\left(z_9 - z_2\right) \qquad (9.7)$$

e

$$E_p = E_{p_{2\text{-}3}} + E_{p_{8\text{-}9}} \qquad (9.8)$$

onde:

Y_{est} = energia de pressão estática requerida pelo sistema (não necessariamente igual à fornecida pela máquina), em J/kg;

E_p = perda de carga total na canalização do sistema, em J/kg.

Chega-se então a:

$$Y = Y_{est} + \frac{c_9^2}{2} + E_p \tag{9.9}$$

Pela equação da continuidade, pode-se escrever:

$$c_9 = \frac{4\ Q}{\pi\ D^2} \tag{9.10}$$

onde:

Q = vazão recalcada pelo sistema, em m^3/s;

D = diâmetro da canalização, em m.

Por outro lado, pela equação de Darcy-Weisbach, tem-se:

$$E_p = f\ \frac{L}{D}\ \frac{c^2}{2} = f\ \frac{8\ L}{\pi^2\ D^5}\ Q^2 \tag{9.11}$$

onde:

f = coeficiente de atrito, adimensional, que pode ser determinado pelo ábaco de Moody, em função do número de Reynolds, R_e, e da rugosidade relativa da canalização, ε/D;

L = comprimento equivalente da canalização (inclui o comprimento equivalente dos acessórios), em m;

c = velocidade de escoamento através da canalização, em m/s.

Substituindo os valores de (9.10) e (9.11) na equação (9.9), vem:

$$Y = Y_{est} + \left(\frac{16}{\pi^2\ D^4} + f\ \frac{8\ L}{\pi^2\ D^5} \right) Q^2 \tag{9.12}$$

Para **escoamento turbulento**, o coeficiente de atrito, **f**, depende apenas da rugosidade relativa, **ε/D**, não variando com a vazão.

Logo, pode-se estabelecer:

$$K = \frac{16}{\pi^2 D^4} + f \frac{8 L}{\pi^2 D^5} \tag{9.13}$$

Pela substituição de (9.13) em (9.12), obtém-se, então, a equação simplificada da curva característica do sistema:

$$Y = Y_{est} + K Q^2 \tag{9.14}$$

onde:
K = característica do sistema ou da canalização, em m^{-4}.

Para um **escoamento laminar** que ocorre, por exemplo, no bombeamento de óleos de grande viscosidade, tem-se:

$$f = \frac{64}{R_e} = \frac{64 \nu}{c D} = \frac{16 \pi D \nu}{Q} \tag{9.15}$$

onde:
ν = viscosidade cinemática do fluido, em cSt (1cSt = 10^{-6} m^2/s).

Levando a equação (9.15) na (9.12), chega-se a:

$$Y = Y_{est} + \frac{128 \nu L}{\pi D^4} Q + \frac{16}{\pi^2 D^4} Q^2 \tag{9.16}$$

Na equação da curva característica do sistema (9.14), o termo $\mathbf{Y_{est}}$, independe da vazão, enquanto o termo $\mathbf{k\ Q^2}$ é função da vazão e da característica do sistema, que leva em consideração o comprimento e o diâmetro da canalização, a sua rugosidade, os acessórios, o grau de abertura dos registros nela instalados e possíveis obstruções durante o período de funcionamento.

Uma vez que a máquina de fluxo geradora não pode funcionar fora de sua curva característica e que, para deslocar uma determinada vazão de fluido, deve satisfazer a exigência de energia indicada pela curva característica do sistema, conclui-se que o **ponto de funcionamento** (*operating point*) deve encontrar-se, obrigatoriamente, na interseção destas duas curvas (Fig. 9.8).

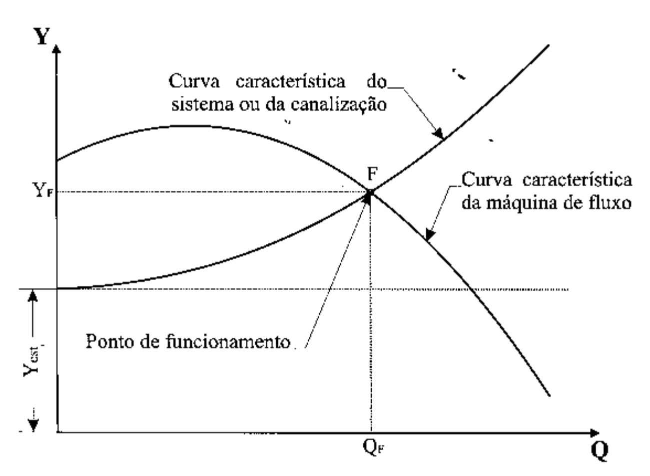


Fig. 9.8 Determinação do ponto de funcionamento.

É importante fazer a distinção entre ponto nominal (ponto de projeto) e ponto de funcionamento. O **ponto nominal** (*rated point* ou *best efficiency point*) é o ponto da curva característica **Y = f (Q)** do gerador de fluxo para o qual este foi projetado e deve corresponder ao ponto no qual o rendimento total da máquina é máximo. Já, o **ponto de funcionamento** é o ponto da curva característica onde de fato a máquina está funcionando e, eventualmente (situação ideal), poderá coincidir com o nominal.

Para instalações de bombeamento, considerando igual a zero as velocidades na superfície dos reservatórios e nula a diferença de pressão entre o reservatório de recalque e o reservatório de sucção, as equações (9.5) e (9.7) permitem escrever a equação (9.14) da seguinte maneira:

$$H = z_9 - z_2 + H_p = H_G + K' Q^2 \qquad (9.17)$$

onde:

H = altura de elevação ou altura manométrica total do sistema, em m;
$H_G = z_9 - z_2$ = desnível geométrico entre os pontos considerados, em m;
$H_p = K' Q^2$ = perda de carga na canalização, em m;
$K' = K/g$ = característica do sistema ou da canalização, em $m^{-5}\, s^2$.

Para instalações de ventilação, onde normalmente é desconsiderado o desnível entre a boca de entrada e saída do sistema e quando os recintos

de admissão e descarga estão submetidos à mesma pressão, a energia fornecida pelo ventilador é convertida em velocidade de deslocamento do fluido e utilizada para vencer a perda de carga do sistema. Neste caso, com base nas equações (4.37), (9.5) e (9.12), a equação (9.14) reduz-se a:

$$Y = \frac{c^2}{2} + E_p \quad \therefore \quad \Delta p_t = \rho \frac{c^2}{2} + \rho\, E_p \quad \therefore$$

$$\Delta p_t = \rho \frac{c^2}{2} + \Delta p_p \quad \therefore \quad \Delta p_t = K'' \, Q^2 \qquad (9.18)$$

onde:

Y = energia específica requerida pelo sistema, em J/kg;
Δp_t = pressão total requerida pelo sistema, em Pa;
c = velocidade do fluido na extremidade de saída da canalização, em m/s;
ρ = massa específica do fluido em escoamento, em kg/m^3;
E_p = perda de carga total do sistema, em J/kg;
Δp_p = queda de pressão devida à perda de carga ao longo da cana lização, em Pa;
K'' = característica do sistema ou da canalização, em kg/m^7.

Enquanto a equação (9.14) representa uma parábola com vértice no ponto correspondente à ordenada $\mathbf{Y_{est}}$ (Fig. 9.8) e a equação (9.17), uma parábola que corta o eixo das ordenadas em $\mathbf{H_G}$, a parábola correspondente à equação (9.18) tem seu vértice na origem do sistema de coordenadas cartesianas.

9.3 Tipos de curvas e fatores que as modificam

A forma da curva característica de uma máquina de fluxo geradora depende do tipo de seu rotor, portanto, da sua velocidade de rotação específica, $\mathbf{n_{qA}}$. Para ressaltar mais as diferenças entre os diferentes tipos de geradores de fluxo (bombas e ventiladores), a Fig. 9.9 representa as curvas características de trabalho específico disponível, potência no eixo e rendimento total em função da vazão, para diversos valores de $\mathbf{n_{qA}}$,

expressando todas as variáveis como múltiplos ou submúltiplos dos valores correspondentes ao ponto de rendimento máximo (valores nominais).

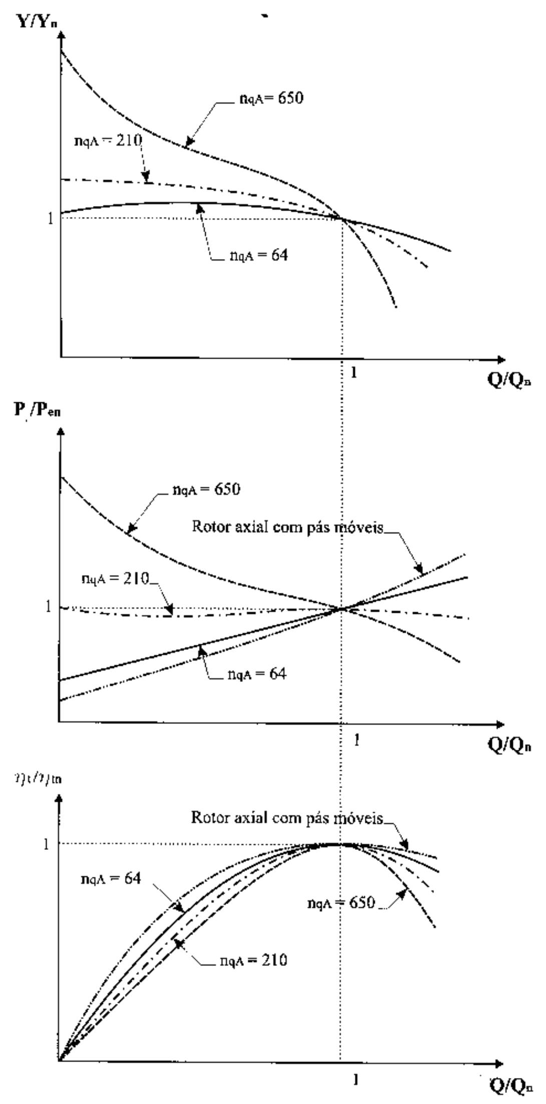


Fig. 9.9 Curvas características de máquinas de fluxo geradoras para diferentes valores de n_{qA}.

Da análise do aspecto das referidas curvas pode-se tirar uma série de importantes conclusões sobre o comportamento da máquina, que poderão servir de critério para a seleção do tipo mais adequado para determinada aplicação e como orientação para sobre o melhor modo de operá-la. Entre estas, podem ser citadas: a maior ou menor adequação do gerador para a operação numa situação de vazão variável, a indicação para a partida com registro de descarga aberto ou fechado, a variação do consumo de potência ao longo do campo de funcionamento e o acréscimo de pressão no caso de vazão nula (bloqueio da descarga).

O aspecto achatado das curvas de rendimento das máquinas geradoras centrífugas (valores menores de $\mathbf{n_{qA}}$) mostra que tal tipo de máquina é mais adequado para trabalhar em instalações onde há necessidade de variar a vazão. O rendimento varia relativamente pouco para larga faixa de variação da vazão. Com as máquinas axiais (valores maiores de $\mathbf{n_{qA}}$) ocorre exatamente o contrário. Pela Fig. 9.9, observa-se que a curva $\eta_t = \mathbf{f}\,(\mathbf{Q})$ passa gradualmente de um formato plano para um formato em gancho à medida que aumenta o $\mathbf{n_{qA}}$ da máquina. Quando, entretanto, o rotor axial é dotado de pás móveis, há uma adaptação à variação da direção da velocidade do escoamento em vazões parciais e o rendimento, até mais que nos rotores radiais, é mantido elevado para uma grande faixa de valores da vazão.

A potência necessária ao acionamento (Fig. 9.9) cresce com a vazão nas máquinas radiais (pequenos valores de $\mathbf{n_{qA}}$), decresce nas axiais (valores elevados de $\mathbf{n_{qA}}$), permanecendo quase invariável para as máquinas diagonais ou de fluxo misto (valores médios de $\mathbf{n_{qA}}$). Nas máquinas de fluxo geradoras radiais, a potência no eixo para **vazão nula** (*shut-off*) pode ser menor que a metade da potência nominal, enquanto, nas máquinas axiais, pode atingir valores maiores que o dobro da potência nominal. Assim, para aliviar o motor de acionamento, recomenda-se a partida das máquinas radiais (bombas e ventiladores centrífugos) com o registro de recalque fechado, pois, sendo nula a vazão, será mínima a potência consumida no eixo. Posteriormente, o registro deverá ser aberto até ser atingida a vazão de trabalho, com a exigência de potência sobre o motor sendo aumentada gradativamente. O contrário acontece com as bombas e os ventiladores axiais, onde, para suavizar a partida, esta deverá ser feita com o registro de descarga parcial ou totalmente aberto.

Nas máquinas radiais o aumento do trabalho específico disponível exigido pelo sistema, por exemplo, devido ao aumento do desnível $\mathbf{H_G}$ (equação 9.17) entre os reservatórios de sucção e recalque de uma instalação de bombeamento, não produz sobrecarga no motor. Isto é ilustrado na Fig. 9.10, na passagem do ponto inicial de funcionamento, $\mathbf{F_I}$ (correspondente ao desnível $\mathbf{H_{GI}}$), onde a bomba exige uma potência $\mathbf{P_{eI}}$ do motor de acionamento, para o ponto de funcionamento $\mathbf{F_{II}}$ (desnível $\mathbf{H_{GII}}$), onde a bomba passa a solicitar uma potência menor, $\mathbf{P_{eII}}$, do motor de acionamento. Especial atenção, contudo, deve ser dada quando cai o trabalho específico em decorrência da diminuição do desnível e, conseqüentemente, cresce a vazão (ponto de funcionamento $\mathbf{F_{III}}$). Pois, conforme mostra a Fig. 9.10, a potência necessária ao acionamento torna-se maior ($\mathbf{P_{eIII}}$), podendo sobrecarregar o motor. O inverso ocorreria, caso o sistema fosse alimentado por uma bomba axial. Nesta situação, a sobrecarga pode acontecer quando o desnível aumenta (de $\mathbf{H_{GI}}$ para $\mathbf{H_{GII}}$) e a vazão diminui.

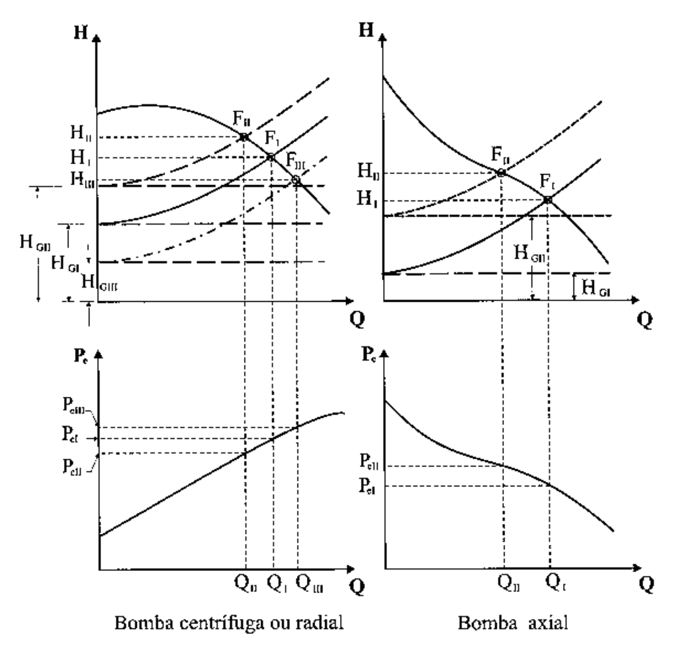


Fig. 9.10 Variação da potência exigida para o acionamento de uma bomba em função da variação do desnível entre os reservatórios de sucção e recalque.

Voltando à Fig. 9.9, observa-se que ao aumentar a velocidade de rotação específica, $\mathbf{n_{qA}}$, aumenta o trabalho específico (altura de elevação para bombas ou diferença de pressão total para ventiladores) e, conseqüentemente, a pressão na boca de descarga da máquina, para vazão nula (Q = 0). Para uma máquina radial de $\mathbf{n_{qA} = 210}$, o trabalho específico para vazão nula é ligeiramente superior ao de projeto (nominal), enquanto, para uma máquina axial de $\mathbf{n_{qA} = 650}$, ele é quase três vezes superior ao nominal.

Diante das peculiaridades apresentadas, é importante dar um tratamento especial para a análise das curvas típicas de ventiladores.

O comportamento de um ventilador varia muito com o estado atmosférico, isto é, com a pressão e temperatura ambientes. Por isto, nos ensaios dos ventiladores, as medições de pressão e vazão devem referir-se a condições atmosféricas bem determinadas. Na prática, utiliza-se mais freqüentemente as **condições padrão** (*standard conditions*), ou seja, $\mathbf{p_{atm} = 760}$ **mmHg** (101,325 kPa) e $\mathbf{t = 20°C}$.

Os valores da vazão, **Q**, e da diferença de pressão total, $\Delta \mathbf{p_t} = \rho\, \mathbf{Y}$, medidos podem ser reduzidos às condições padrão pelas leis de semelhança. Gráficos que apresentam curvas características de ventiladores corretamente, devem indicar em que condições de pressão atmosférica e temperatura ambiente foram realizados os ensaios ou explicitar o valor da massa específica do fluido ensaiado.

Em um grande número de aplicações interessa mais ao usuário a diferença de pressão estática do que a diferença de pressão total ventilador. Estas têm um valor muito próximo em ventiladores com difusor (sistema diretor) eficiente, onde a pressão dinâmica na boca de descarga é muito pequena.

Assim, é freqüente a representação conjunta das curvas $\Delta \mathbf{p_t} = \mathbf{f\,(Q)}$ e $\Delta \mathbf{p_{est}} = \mathbf{f\,(Q)}$, como também se encontram gráficos em que a curva do rendimento estático, $\eta_{est} = \mathbf{f\,(Q)}$, aparece juntamente com a curva do rendimento total, $\eta_t = \mathbf{f\,(Q)}$.

O rendimento estático é calculado a partir da equação (4.34), substituindo $\Delta \mathbf{p_t}$ por $\Delta \mathbf{p_{est}}$, ou seja:

$$P_e = \frac{\Delta p_{est}\ Q}{\eta_{est}} \quad \therefore \quad \eta_{est} = \frac{\Delta p_{est}\ Q}{P_e} \tag{9.19}$$

onde:

η_{est} = rendimento estático do ventilador, adimensional;

Δp_{est} = diferença de pressão estática do ventilador, em N/m^2;
Q = vazão do ventilador, em m^3/s;
P_e = potência no eixo do ventilador, em W.

As curvas características tomam formas diversas, dependendo do tipo de ventilador, e, para um mesmo tipo, em função de aspectos construtivos como o ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, β_5, no caso de ventiladores centrífugos (Fig. 9.11).

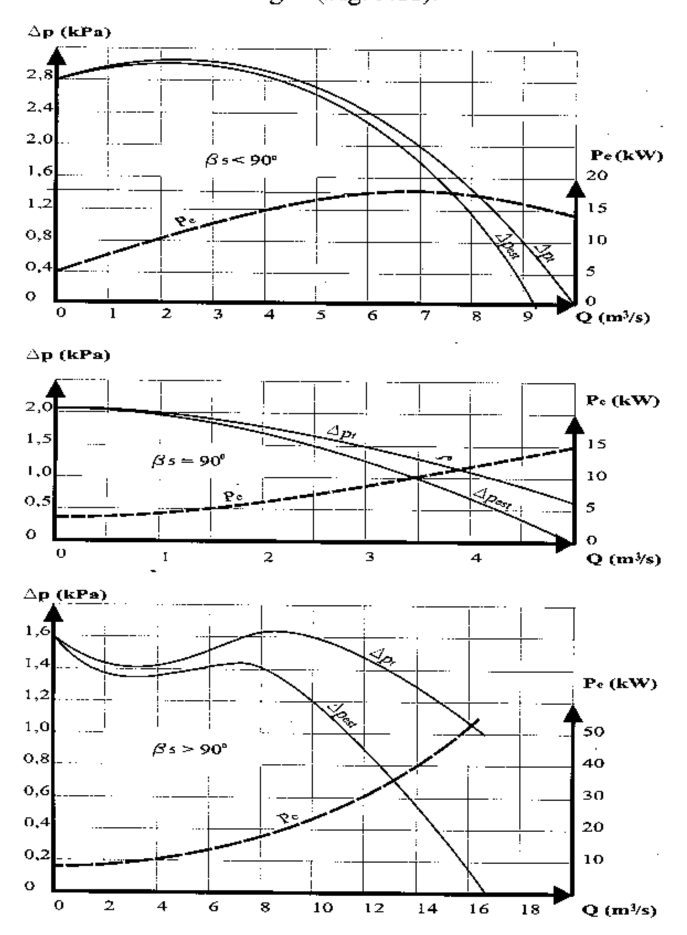


Fig. 9.11 Curvas características de ventiladores centrífugos para diferentes valores do ângulo de inclinação das pás do rotor.

A potência de acionamento nos ventiladores com pás curvadas para frente ($\beta_5 > 90°$) cresce continuamente com o aumento da vazão, caracterizando o que se denomina de **característica de potência com sobrecarga**, enquanto, nos ventiladores com pás curvadas para trás, a potência alcança um valor máximo, não muito superior ao de projeto, num ponto situado à direita da vazão nominal, além do qual começa a cair, apresentando a denominada **característica de potência sem sobrecarga** *(limit-load type horsepower characteristic)*. O termo sobrecarga refere-se ao motor de acionamento que, no caso de $\beta_5 > \mathbf{90°}$, deverá ter uma reserva de até 100% da potência de funcionamento normal, caso haja o risco da resistência do sistema diminuir excessivamente durante a operação.

Entre os fatores que modificam a forma das curvas características das máquinas de fluxo geradoras pode-se citar: os de origem construtiva, como a largura de saída, o ângulo de inclinação na saída e o número de pás do rotor; os de caráter operacional, como a variação da velocidade de rotação, a variação do diâmetro do rotor de um gerador centrífugo e a variação da inclinação das pás do rotor de uma máquina axial; os decorrentes do tempo de uso da máquina, como o desgaste dos elementos de vedação; e, os provenientes da mudança de características do fluido, tal como a presença de partículas sólidas em suspensão no fluido, a variação da massa específica e a influência da viscosidade (objeto de análise no Capítulo 11).

As Figuras 9.12, 9.13 e 9.14 mostram que pequenos valores da largura $\mathbf{b}_5$, do ângulo de inclinação das pás, β_5, e do número de pás, **N**, nos rotores radiais de máquinas de fluxo geradoras, levam a curvas **Y = f (Q)** fortemente descendentes, enquanto grandes valores destes mesmos parâmetros construtivos resultam em curvas achatadas. Uma curva característica achatada poderá ser requerida, por exemplo, em bombas centrífugas que operam em carros de combate a incêndios, onde a pressão na descarga deve manter-se constante para uma larga faixa de vazão.

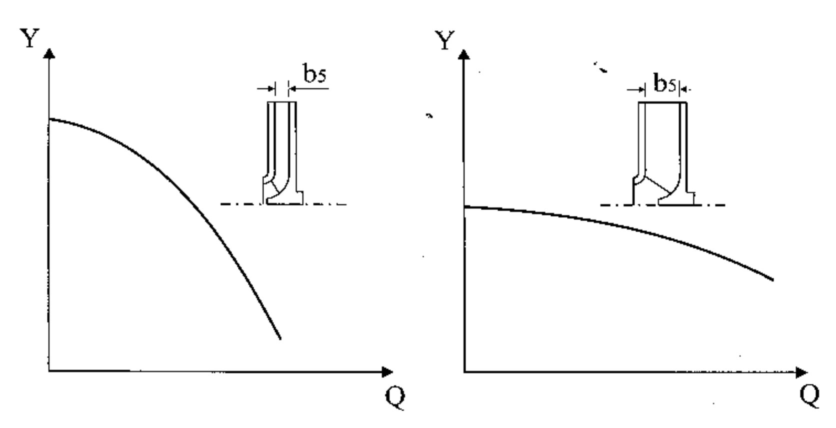


Fig. 9.12 Influência da largura do rotor sobre a forma da curva característica de um gerador de fluxo radial.

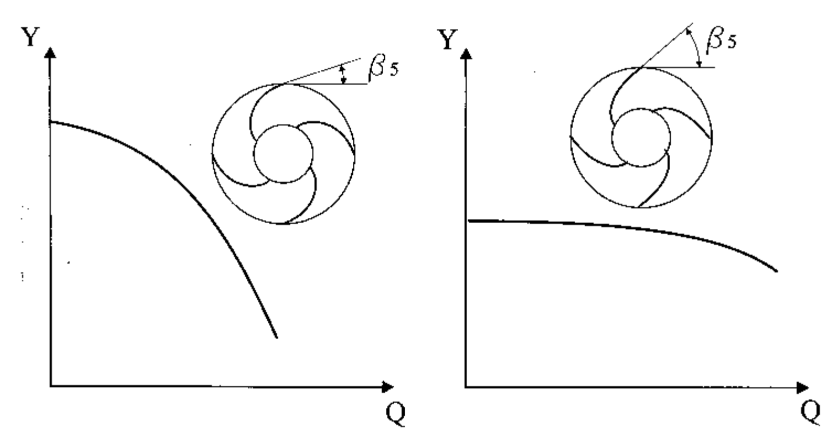


Fig. 9.13 Influência do ângulo de inclinação das pás do rotor sobre a forma da curva característica de um gerador radial.

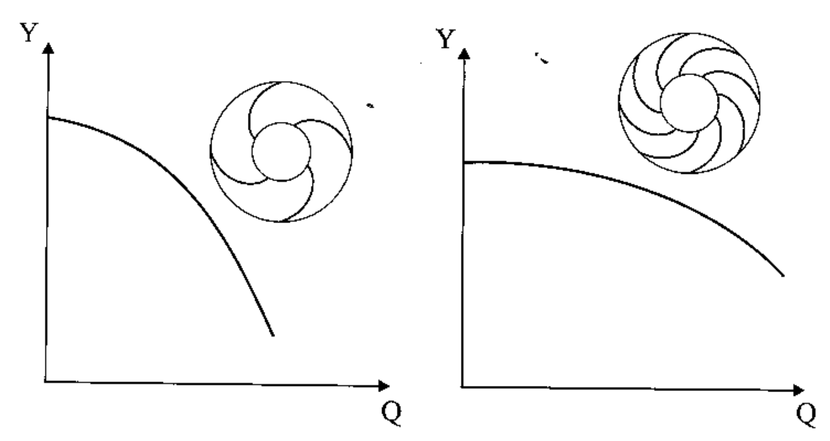


Fig. 9.14 Influência do número de pás do rotor sobre a forma da curva característica de um gerador de fluxo radial.

De acordo com as leis de semelhança traduzidas nas equações (5.17), (5.18) e (5.19) existe uma proporcionalidade entre a velocidade de rotação e as características (**Y**, **Q** e $\mathbf{P_e}$) de uma máquina de fluxo. Por isto, uma **variação na velocidade de rotação** (*speed variation*) da máquina faz com que haja o deslocamento da sua curva característica para cima (aumento da rotação) ou para baixo (diminuição da rotação), dando origem a um conjunto de curvas congruentes (Fig. 9.15).

As parábolas unem os pontos teoricamente de mesmo rendimento, ou seja, pontos de regimes de funcionamento semelhantes. Assim, conhecida a característica de uma máquina de fluxo geradora com velocidade de rotação **n**, pode-se facilmente traçar a curva característica da máquina em uma nova rotação. Para tal, basta tomar sobre a curva característica do gerador na rotação **n** , aleatoriamente, alguns pontos, e aplicar para eles as equações de semelhança, determinando os seus homólogos na nova rotação.

Como os valores obtidos pela aplicação das leis de semelhança apresentam uma boa aproximação com os valores reais, este procedimento é bastante usual entre os fabricantes para representar as curvas características de ventiladores em diagramas logarítmicos (Fig. 9.16). Neste caso, as parábolas de igual rendimento transformam-se em retas paralelas com ângulo de inclinação igual a **arc tg 2**.

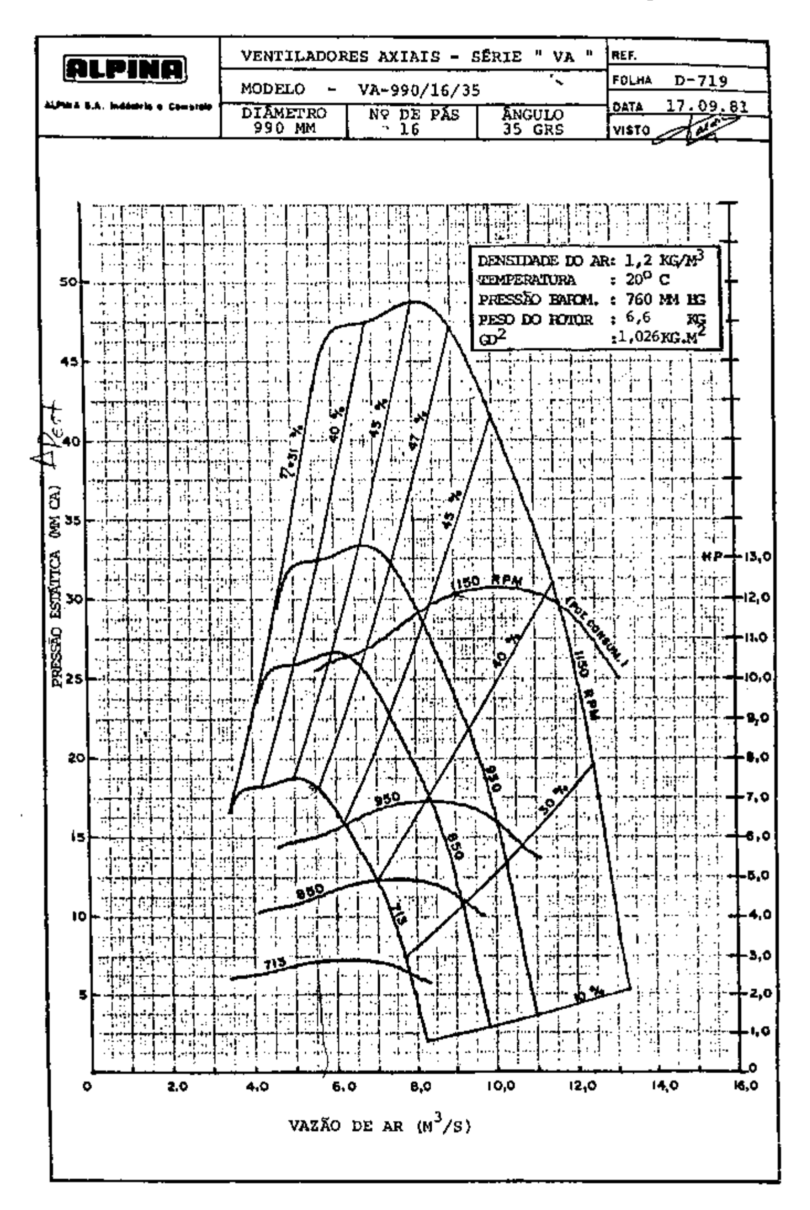


Fig. 9.15 Modificação das curvas características de um ventilador axial em função da variação da velocidade de rotação (Fonte: Alpina).

KEPLERWEBER
CONTROLE AMBIENTAL S.A.

CURVAS CARACTERÍSTICAS VENTILADOR CENTRÍFUGO	MF - 838 SE

CC-MF-06



Massa específica	ρ = 1.1 kg/m³	Rotação máxima até 50° C n = 1735 rpm
Diâmetro do Rotor	Dr = 838 mm	
Área de Entrada	Ae = 0.190 m²	Momento de Inércia J
Área de Saída	As = 0.182 m²	J = 6.70 kg x m²
Pt = Pe + Pd		J(kg x m²) = Gd² (kgf x m²)/4

Veloc. descarga m/s
Pres. dinamica mm C.A.
PRESSAO TOTAL EM mm C.A.
RPM
1900
1750
1600
1450
1300
1150
980
850
750
650
550
500
450
400
350
Cav Consumo
m³/s
m³/min
m³/h

Fig. 9.16 Diagrama logarítmico de um ventilador centrífugo para diferentes valores da velocidade de rotação (Fonte: KeplerWeber).

Na verdade, como está representado no diagrama topográfico da Fig. 9.17, as curvas de igual rendimento não são parábolas, aproximando-se mais da forma elíptica. A diferença pode ser creditada, entre outros fatores, à influência do número de Reynolds e ao fato das perdas mecânicas não serem proporcionais à terceira potência da rotação. Estes dois fatores fazem com que o rendimento total melhore quando a rotação aumenta. Também a presença de cavitação, nas máquinas que operam com líquidos, e a variação da massa específica, para fluidos gasosos, podem ser causas de afastamento da forma parabólica. No diagrama topográfico, o rendimento máximo do gerador de fluxo encontra-se num ponto situado na região central das elipses de igual rendimento.

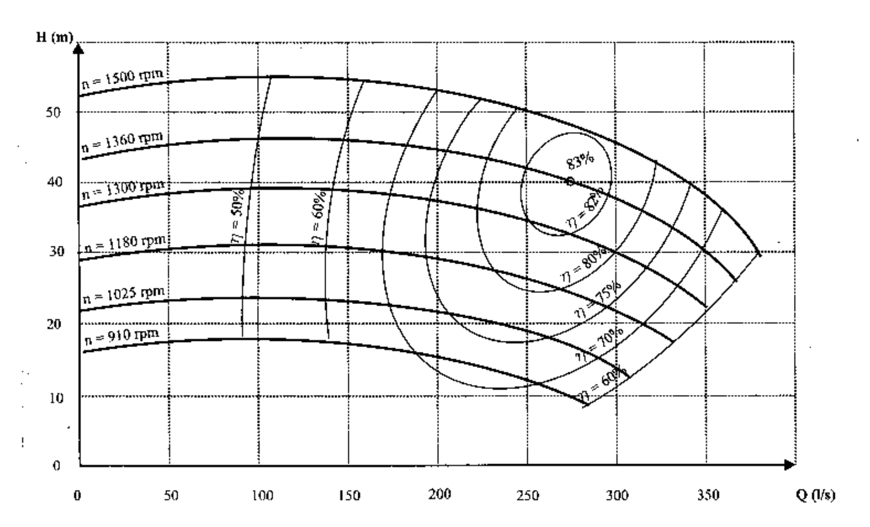


Fig. 9.17 Diagrama topográfico de uma bomba centrífuga que representa o seu comportamento para diversos valores da velocidade de rotação (Fonte: Mernak/BCM-250).

Dentro de certos limites, **a variação de diâmetro de saída do rotor** (*impeller diameter changing*) de uma máquina de fluxo radial tem sobre as curvas características a mesma influência que a variação de rotação, pois ambas alteram de maneira linear a velocidade tangencial do rotor.

Assim, ao invés de lançar mão da variação de rotação para ampliar o campo de atuação de uma máquina geradora, o fabricante constrói a carcaça da máquina de tal forma que a mesma possa abrigar rotores de vários diâmetros, sem afetar sensivelmente o desempenho do conjunto. As curvas características têm o aspecto mostrado na Fig. 9.18, para o caso de uma bomba centrífuga, em que, além das curvas de altura de elevação, **H**, rendimento total, η_t e potência no eixo, $\mathbf{P_e}$, são apresentadas as curvas do **NPSH** requerido, em função da vazão, para os vários diâmetros do rotor, sendo mantida constante a velocidade de rotação.

Alguns fabricantes ampliam ainda mais o campo de aplicação do gerador de fluxo, indicando um conjunto de curvas características que combina a variação de rotação com o uso de vários diâmetros para o rotor da máquina (Fig. 9.19).

Já, as máquinas de fluxo geradoras axiais podem ser construídas com a possibilidade de **variar a inclinação das pás do rotor** (*adjustable impeller vane*) durante o funcionamento (alternativa de alto custo) ou com a máquina parada (alternativa mais econômica), ampliando desta maneira o seu campo de funcionamento, sem alterar de maneira significativa o rendimento, que se mantém elevado para uma grande faixa de vazões (Fig. 9.20).

Estes fatores, ditos operacionais, de forma isolada ou combinados com a modificação da curva característica do sistema, por exemplo, pela **variação do grau de abertura de um registro na tubulação** de aspiração ou **descarga da máquina** (*pipe line throttling*), podem ser usados no processo de regulagem do gerador de fluxo.

Também o tempo de uso, embora de forma indesejável, pode ocasionar modificação da curva característica da máquina de fluxo, como conseqüência do inevitável **desgaste** (*wear*) de seus componentes tais como elementos de vedação e mancais. O desgaste afeta a capacidade de máquina de fluxo geradora, fazendo cair a sua curva **Y = f (Q)**. Esta queda da curva característica tem conseqüências mais negativas quando a máquina encontra-se associada a uma canalização com pouco atrito,

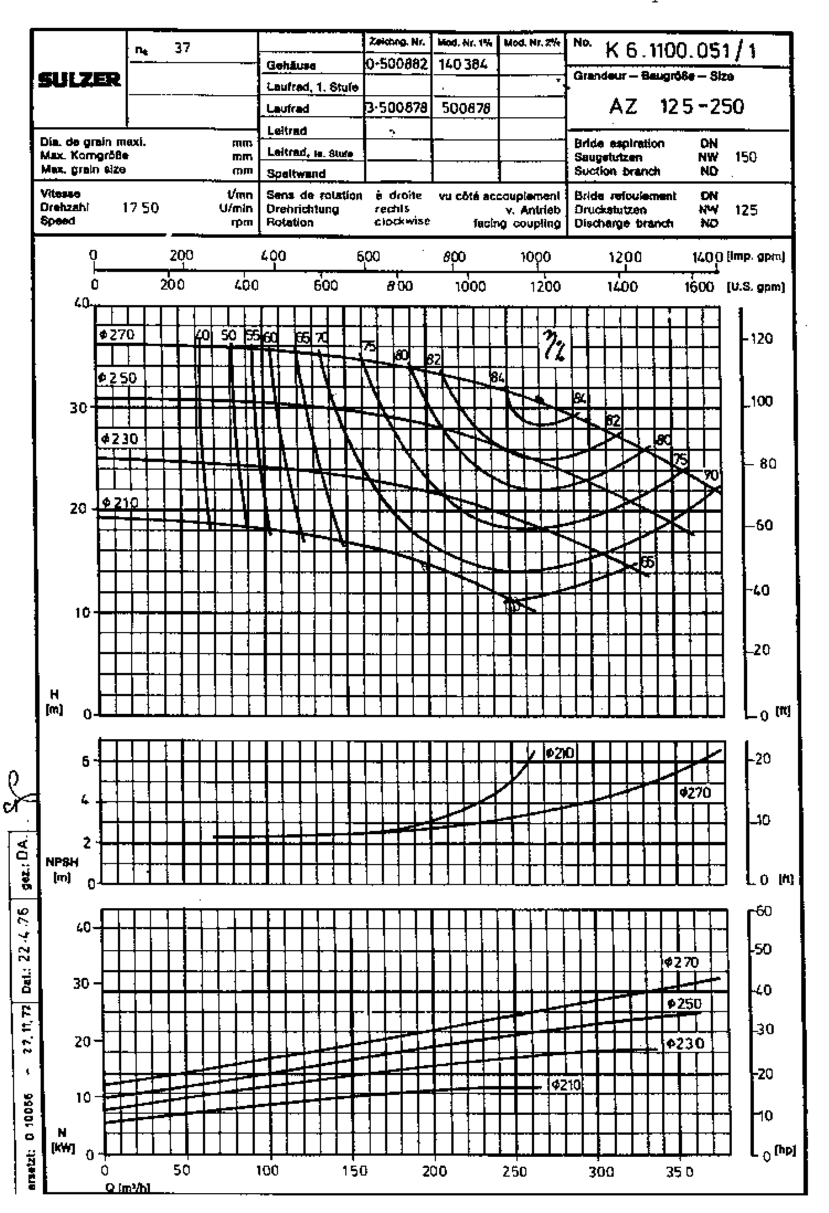


Fig. 9.18 Curvas características de bomba centrífuga para vários diâmetros do rotor e velocidade de rotação constante (Fonte: Sulzer).

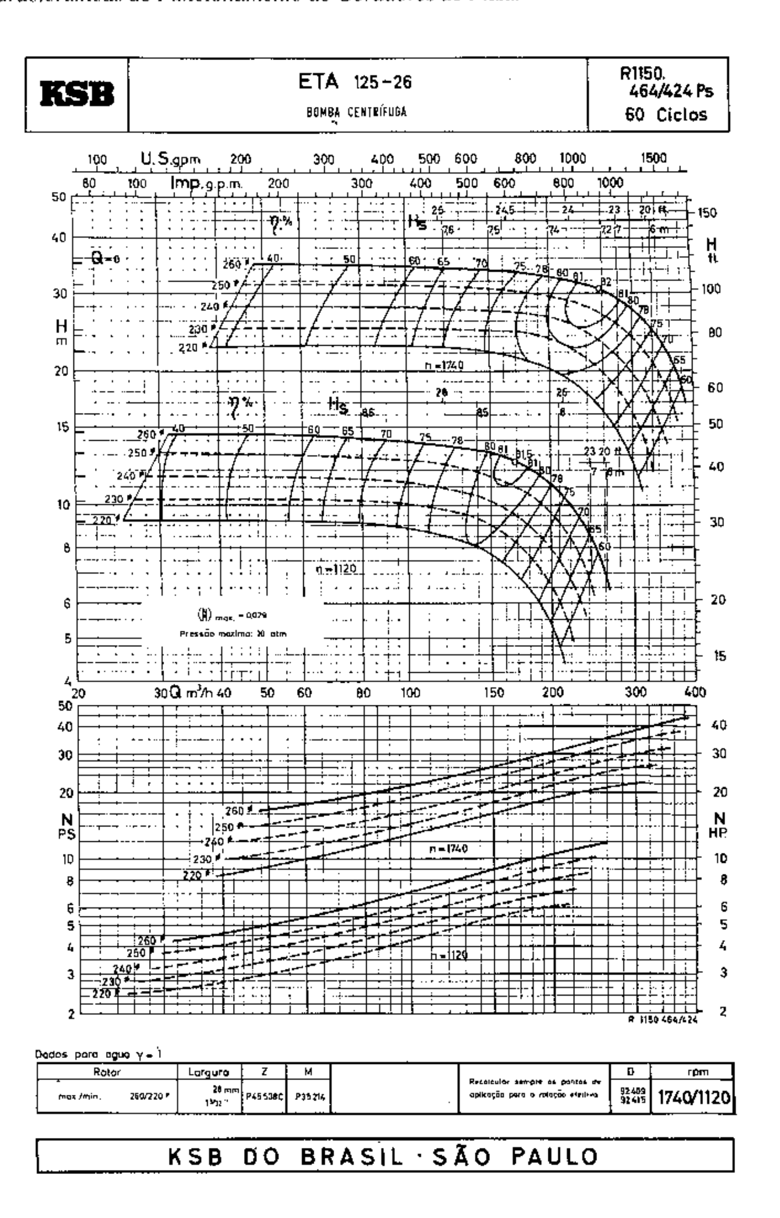


Fig. 9.19 Curvas características de bomba centrífuga para vários diâmetros do rotor e dois valores da velocidade de rotação (Fonte: KSB).

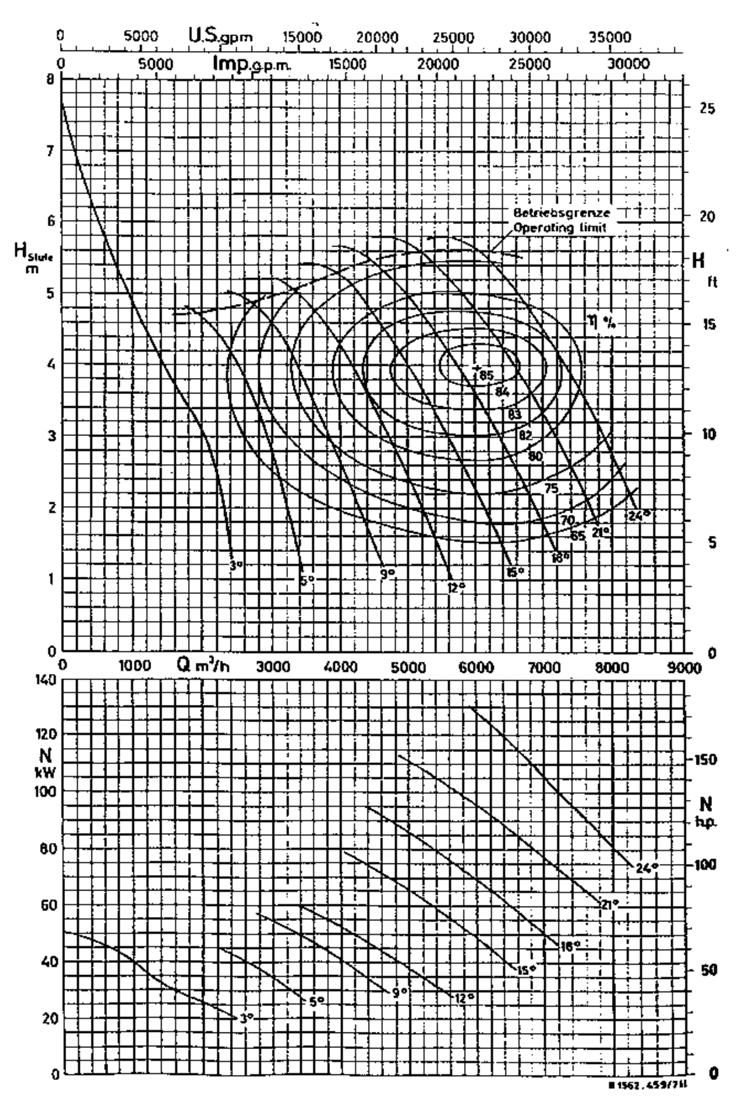


Fig. 9.20 Curvas características de bomba axial com rotor de pás com inclinação regulável (Fonte: KSB).

ou seja, quando o sistema possui uma característica, **K**, de pequeno valor. Neste caso, como a forma da curva do sistema é menos íngreme que a de uma canalização com grande atrito, verifica-se (Fig. 9.21) que a redução de vazão provocada pelo desgaste do gerador de fluxo é mais acentuada.

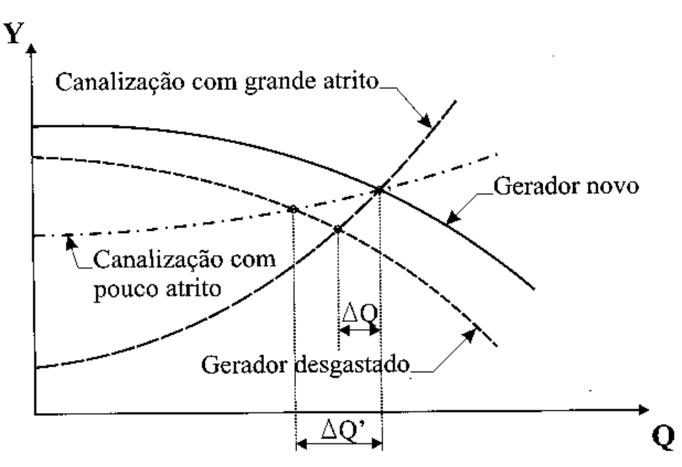


Fig. 9.21 Influência do desgaste sobre a curva característica de um gerador de fluxo.

Como a influência da viscosidade do fluido sobre as curvas características de um gerador de fluxo será tratada em um capítulo posterior, cabe ainda mencionar dois outros aspectos relacionados com a natureza do fluido de trabalho e seus efeitos sobre o desempenho da máquina: **a massa específica** (*density influence*) e a **presença de sólidos em suspensão** (*solid-fluid mixture*).

Pela equação fundamental das máquinas de fluxo geradoras (Eq. 3.20) conclui-se que o trabalho específico disponível não depende da massa específica de fluido e, portanto, a forma da curva característica **Y = f (Q)** não se modifica com a sua alteração. O mesmo não pode ser dito sobre a potência consumida pela máquina, que, de acordo com a equação (4.31), é diretamente proporcional à massa específica, o que provoca um deslocamento da curva $\mathbf{P_e} = \mathbf{f}\,(\mathbf{Q})$, para cima, no caso de um aumento na massa específica do fluido. Neste caso, também aumenta a pressão na descarga do gerador de fluxo, uma vez que, de acordo com a equação (9.5), $\Delta \mathbf{p_t} = \rho\, \mathbf{Y}$.

Quanto à presença de sólidos no fluido transportado, a sua influência é semelhante ao aumento da massa específica do fluido, acrescido de um efeito equivalente ao aumento da viscosidade, para determinados tipos de partículas em suspensão. Como as partículas sólidas não adquirem nem transmitem energia de pressão e a sua energia cinética é obtida às custas da energia do fluido, sua presença representa um acréscimo das perdas hidráulicas, tanto maior quanto maior for a concentração de sólidos, com a conseqüente redução do rendimento total da máquina de fluxo.

Valendo-se da ampliação do campo de funcionamento das máquinas de fluxo geradoras em função da modificação das curvas características, muitos fabricantes costumam organizar gráficos, chamados **gráficos de seleção** (*selection multi-rating chart*), que indicam, para determinados valores do trabalho específico (altura manométrica, para bombas, ou diferença de pressão total, para ventiladores) e da vazão, a máquina mais adequada dentro da sua linha de fabricação, facilitando assim o processo de seleção pelo usuário.

Via de regra, o gráfico de seleção (Fig. 9.22) consiste em diagramas cartesianos $\mathbf{Y = f(Q)}$ ($\mathbf{H = f(Q)}$ para bombas, ou $\mathbf{\Delta p_t = f(Q)}$, para ventiladores), normalmente em escala logarítmica, dentro do qual encontra-se delineado o campo específico de aplicação de diferentes modelos de uma mesma série ou de diferentes dimensões de um mesmo modelo de bomba ou ventilador. Cada uma das zonas limitadas pelas curvas desses gráficos, contém os pontos de melhor rendimento da máquina em todo o seu campo de funcionamento (regiões centrais dos gráficos das Figuras 9.17, 9.18 e 9.20).

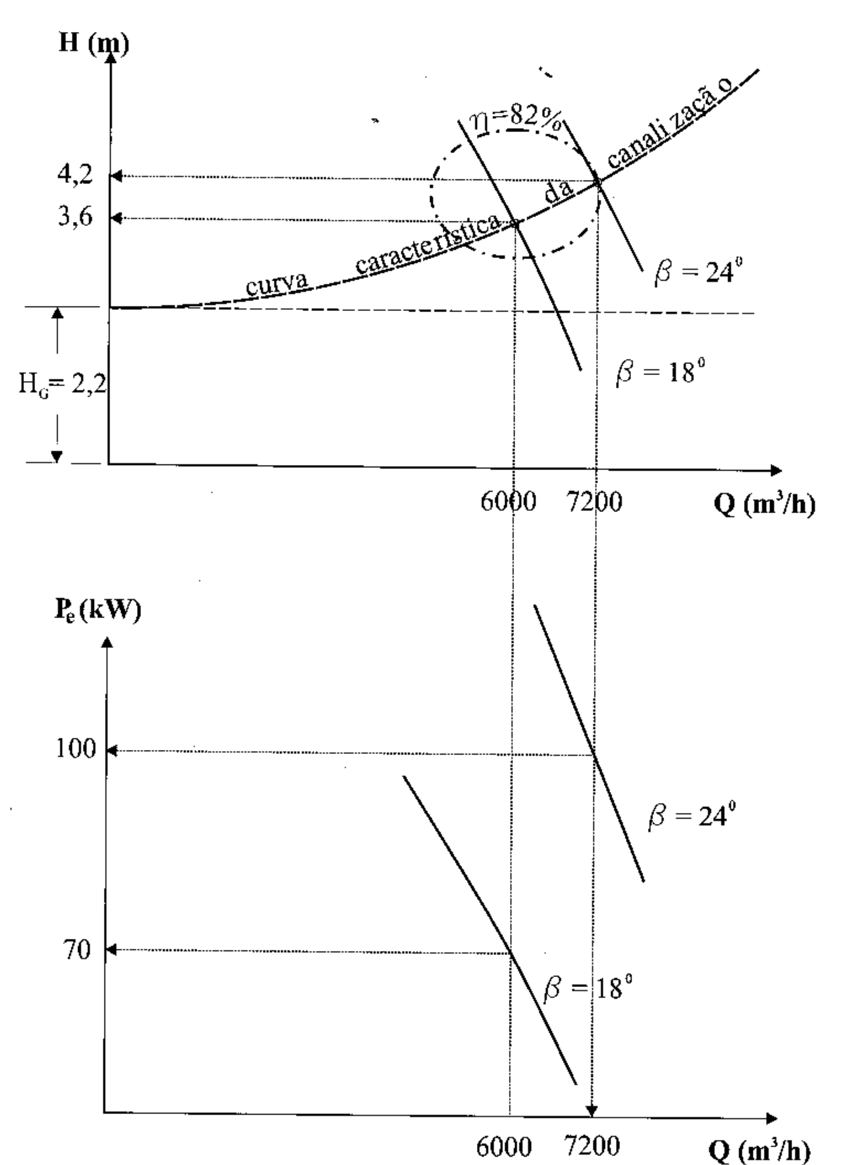


Fig. 9.23 Traçado da curva característica da canalização.

2,2 m, entre reservatórios abertos à atmosfera, recalca uma vazão de 6000 m^3/h com as pás do rotor inclinadas de 18°. Para esta situação calcular:

a) a altura manométrica vencida pela bomba;

b) o rendimento total da bomba.

Posteriormente, alterando-se a inclinação das pás do rotor para 24°, sem alterar o sistema de canalização, determinar:

c) a vazão produzida pela bomba;

d) a potência consumida no seu eixo;

e) o rendimento total da bomba.

SOLUÇÃO:

Dos gráficos da Fig. 9.20, para $Q = 6000\ m^3/h$ e $\beta = 18°$, retiram-se os seguintes valores:

$H = 3{,}6\ m$ (Resposta a) e $P_e = 70\ kW = 70000W$.

Com $Q = 6000\ m^3/h = 1{,}67\ m^3/s$ e $Y = g\ .\ H = 9{,}81\ .\ 3{,}6 = 35{,}32$ J/kg, calcula-se:

$$\eta_t = \frac{\rho.Q.Y}{P_e} = \frac{1000.1{,}67.35{,}32}{70000} = 0{,}84 \quad \text{ou}$$

$$\eta_t = 84\% \quad (\text{Resposta b})$$

A curva característica da canalização é representada pela equação (9.17):

$$H = H_G + K'.Q^2 \quad \therefore \quad K' = \frac{H - H_G}{Q^2} = \frac{3{,}6 - 2{,}2}{6000^2} = 3{,}89.10^{-8}$$

Pode-se, então, traçar a curva característica da canalização, conforme esquematizado na Fig. 9.23, a partir dos valores calculados pela equação:

$$H = 2{,}2 + 3{,}89.10^{-8}.Q^2$$

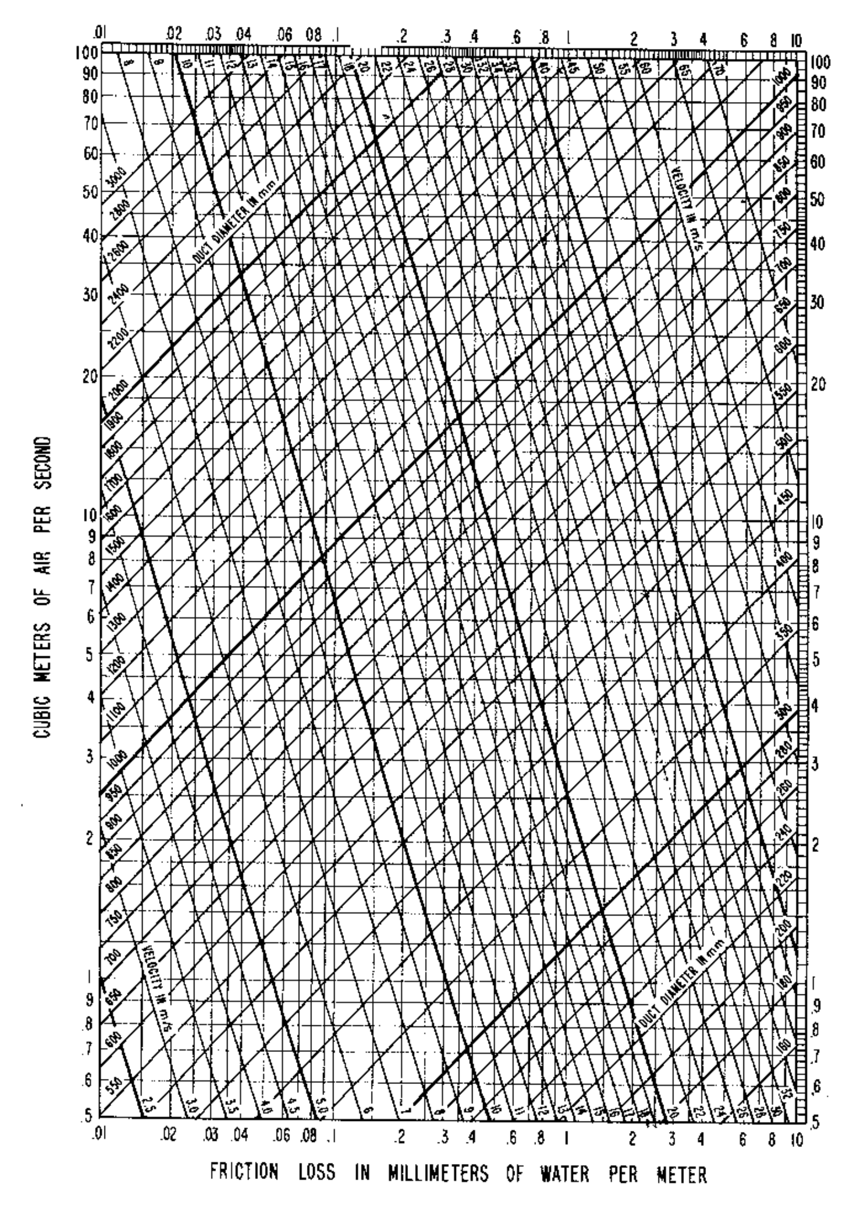


Fig. 9.24 Gráfico para o cálculo da perda de carga em canalizações de ventilação (Fonte: *American Conference of Governmental Industrial Hygienists*/USA).

Como exemplo, apresentam-se alguns dos valores calculados:

$Q = 0$ m³/h $\Rightarrow$ $H = 2{,}2$ m;
$Q = 2000$ m³/h $\Rightarrow$ $H = 2{,}4$ m;
$Q = 3000$ m³/h $\Rightarrow$ $H = 2{,}6$ m;
$Q = 4000$ m³/h $\Rightarrow$ $H = 2{,}8$ m;
$Q = 5000$ m³/h $\Rightarrow$ $H = 3{,}2$ m;
$Q = 6000$ m³/h $\Rightarrow$ $H = 3{,}6$ m;
$Q = 7200$ m³/h $\Rightarrow$ $H = 4{,}2$ m;
$Q = 9000$ m³/h $\Rightarrow$ $H = 5{,}4$ m.

Da interseção da curva característica da canalização com a curva da bomba para inclinação das pás do rotor $\beta = 24°$ e levando-se em consideração a curva de iso-rendimento que passa pelo ponto de interseção (Fig. 9.23), obtém-se:

$Q = 7200\ m^3/h = 2{,}0\ m^3/s$ (Resposta c);
$P_e = 100$ kW (Resposta d);
$\eta_t = 82\ \%$ (Resposta e).

2. O ventilador centrífugo representado pelas curvas características da Fig. 9.16, operando com uma velocidade de rotação de 1900 rpm, insufla 9,5 m³/s de ar com massa específica igual a 1,1 kg/m³ através de uma canalização de 700 mm de diâmetro. A boca de descarga do ventilador possui uma área $A_d = 0{,}182\ m^2$ e a boca de admissão encontra-se aberta à atmosfera o que, por convenção, leva à consideração de uma velocidade na admissão, $c_a = 0$. Considerando, ainda, uma canalização sem desnível, com as extremidades submetidas à pressão atmosférica e determinando a perda de carga por meio do gráfico da Fig. 9.24, calcular:
a) o comprimento equivalente da canalização;
b) a potência consumida no eixo do ventilador;
c) o rendimento estático do ventilador.
Sem alterar a instalação e mantendo a mesma velocidade de rotação do ventilador:
d) qual a providência que pode ser adotada para reduzir a sua potência pela metade?
e) neste caso, qual a vazão que será obtida?
f) com que rendimento total estará funcionando o ventilador?

Levando em consideração a equação (4.31), a potência no eixo do ventilador pode ser calculada por:

$$P_e = \frac{\rho.Q.Y}{\eta_t} = \frac{\Delta p_t.Q}{\eta_t} = \frac{3727,8.9,5}{0,6} = 59024\,W = 59,02\,kW$$

(Resposta b)

Pela equação da continuidade pode-se calcular a velocidade do fluido na boca de descarga do ventilador, ou seja:

$$c_d = \frac{Q}{A_d} = \frac{9,5}{0,182} = 52,2\,m/s$$

De acordo com a equação (4.37) e considerando $c_a = 0$, tem-se.

$$\Delta p_{est} = \Delta p_t - \rho\frac{c_d^2}{2} = 3727,8 - 1,1\frac{52,2^2}{2} = 2229,14\,Pa$$

Pela equação (9.19), calcula-se:

$$\eta_{est} = \frac{\Delta p_{est}.Q}{P_e} = \frac{2229,14.9,5}{59024} = 0,359 \quad ou$$

$$\eta_{est} = 35,9\% \quad (Resposta\ \ c)$$

Mantendo-se a mesma velocidade de rotação do ventilador, o que significa manter inalterada a curva característica $\Delta p_t = f(Q)$ da máquina, pode-se reduzir a sua potência pela metade, por exemplo, pelo **fechamento parcial de um registro colocado na descarga do ventilador.** (Resposta d)

O fechamento parcial do registro acarreta um aumento da característica da canalização, K", na equação (9.18), tornando a curva do sistema mais íngreme e deslocando-a na direção do eixo das ordenadas (eixo que representa Δp_t), o que, num gráfico em escala logarítmica como o da Fig. 9.16, onde as parábolas convertem-se em linhas retas inclinadas, traduz-se num deslocamento paralelo destas em direção ao eixo de Δp_t (Fig. 9.25).

SOLUÇÃO:

Para n = 1900 rpm e Q = 9,5 m^3/s, o gráfico da Fig. 9.16 fornece:

$$\Delta p_t = 380 \text{ mmCA} = 3727{,}8 \text{ Pa} \qquad \text{e} \qquad \eta_t = 60\%.$$

Pela equação da continuidade:

$$c = \frac{4.Q}{\pi.D^2} = \frac{4.9{,}5}{\pi.0{,}7^2} = 24{,}68 \text{ m/s}$$

Este valor também poderia ser obtido, de maneira aproximada, pelo gráfico da Fig. 9.24.

Pelo gráfico da Fig. 9.24, para Q = 9,5 m^3/s e D = 700 mm (diâmetro da tubulação), retira-se a perda de carga (queda de pressão) em milímetros de coluna d'água por metro de canalização, que será convertida na queda de pressão em pascal por metro de canalização:

$$(\Delta p_p)_{mmCA/m} = 0{,}75 \text{ mmCA/m} \quad \therefore \quad (\Delta p_p)_{Pa/m} = 7{,}36 \text{ Pa/m}$$

Logo, a queda de pressão (em Pa) em razão da perda de carga ao longo de toda a tubulação pode ser expressa por:

$$\Delta p_p = (\Delta p_p)_{Pa/m} . L$$

onde:
L = comprimento equivalente da canalização, em m.

A equação (9.18) permite, então, escrever:

$$\Delta p_t = \rho \frac{c^2}{2} + \Delta p_p = \rho \frac{c^2}{2} + (\Delta p_p)_{Pa/m} . L \quad \therefore \quad L = \frac{\Delta p_t - \rho \frac{c^2}{2}}{(\Delta p_p)_{Pa/m}} \quad \therefore$$

$$L = \frac{3727{,}8 - 1{,}1 \frac{24{,}68^2}{2}}{7{,}36} = 461 \text{ m} \quad \text{(Resposta a)}$$

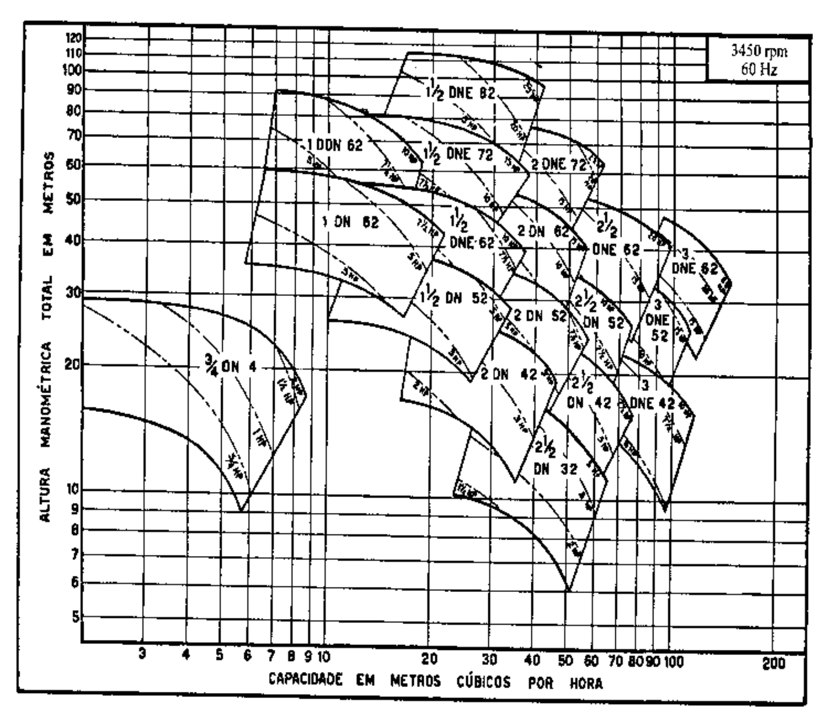


Fig. 9.22 Gráfico de seleção para bombas centrífugas (Fonte: Worthington).

É importante observar que o gráfico de seleção é sempre traçado para uma determinada freqüência da energia que alimenta o motor, conseqüentemente, para uma velocidade de rotação constante, considerando um determinado número de pólos do motor elétrico. Exceto para casos especiais, deverão ser consultados os gráficos traçados para a freqüência de **60 Hz**, visto ser esta a freqüência padrão no Brasil.

9.4 Exercícios resolvidos

1. A bomba axial cujas curvas características encontram-se representadas na Fig. 9.20 tem a possibilidade de variar a inclinação das pás do rotor. Esta bomba posta a operar com água de massa específica de 1000 kg/m³ em uma instalação com altura de elevação geométrica de

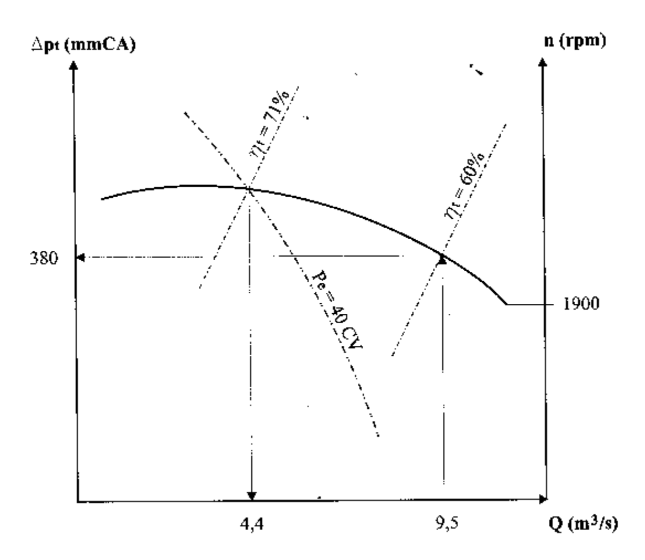


Fig. 9.25 Representação esquemática da utilização do gráfico da Fig. 9.16.

Neste caso tem-se:

$$P_e = \frac{59{,}02}{2} = 29{,}51\,\text{kW} \cong 40\,\text{CV}$$

Buscando-se a interseção da curva correspondente à potência P_e = 40 CV com a curva $\Delta p_t = f\,(Q)$ do ventilador para a velocidade de rotação n = 1900 rpm (ver esquema da Fig. 9.25), conclui-se que:

$Q = 4{,}4\ m^3/s$ (Resposta e);

$\eta_t \cong 71\ \%$ (Resposta f).

3. A bomba representada pelo gráfico da Fig. 9.18, com rotor de diâmetro D_5 = 270 mm (ϕ 270), deve recalcar uma vazão de 350 m³/h de água através de canalizações com diâmetros de 150 mm (6") na sucção e 125 mm (5") no recalque. A linha de sucção possui um comprimento equivalente estimado em 10 m, captando água na temperatura de 20°C de um reservatório aberto à atmosfera e situado a 500 m acima

do nível do mar. Determinar, utilizando a tabela da Fig. 6.8 para o cálculo da perda de carga:

a) a altura de sucção máxima da bomba;

b) o rendimento total com que estará funcionando;

c) a pressão relativa indicada no manômetro instalado na admissão da bomba, quando ela estiver operando com sua altura de sucção máxima;

d) a pressão relativa indicada no manômetro instalado na descarga da bomba, para esta mesma situação.

SOLUÇÃO:

Do gráfico da Fig. 9.18, para diâmetro do rotor $D_5 = 270$ mm (ϕ 270) e vazão $Q = 350\ m^3/h = 0{,}0972\ m^3/s$, tira-se:

$$H = 24{,}6\ m; \qquad NPSH_b = 5{,}5\ m \qquad e \qquad P_e = 41{,}5\ HP = 42\ CV.$$

Para água na temperatura de 20°C, o Quadro 6.2 indica:

$$p_v = 238\ kgf/m^2 \qquad e \qquad \gamma = 998\ kgf/m^3.$$

Logo, pela equação (4.33), pode-se calcular o rendimento total da bomba:

$$P_e = \frac{\gamma.Q.H}{75.\eta_t} \quad \therefore \quad \eta_t = \frac{998.0{,}0972.24{,}6}{75.42} = 0{,}758 \ \therefore$$

$\eta_t = 75{,}8\ \%$ (Resposta b)

Pela tabela da Fig. 6.8, para vazão $Q = 350\ m^3/h$ e diâmetro da canalização de sucção igual a 150 mm (6"), tem-se: $(H_p)_{m/100m} = 19$ m/100m. Logo, para um comprimento equivalente $L_s = 10$ m na sucção, vem:

$$H_{ps} = \left(H_p\right)_{m/100m} \cdot \frac{L_s}{100} = 19 \cdot \frac{10}{100} = 1{,}9\ m$$

Para uma altitude do nível de montante da instalação de bombeamento, $z_M = 500$ m, a equação (6.17) permite escrever:

$$p_{atm} = 10330 - \frac{z_M}{0,9} = 10330 - \frac{500}{0,9} = 9774\,\text{kgf/m}^2$$

A partir da equação (6.18), fazendo $p_2 = p_{atm}$ e considerando $c_2 = 0$, obtém-se:

$$H_{sgmáx} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - NPSH_b - H_{ps} = \frac{9774}{998} - \frac{238}{998} - 5,5 - 1,9 \;\therefore$$
$$H_{sgmáx} = 2,15\,\text{m} \;\; (\text{Resposta a})$$

Pela equação da continuidade, tem-se:

$$c_a = \frac{4.Q}{\pi.D_a^2} = \frac{4.0,097}{\pi.0,15^2} = 5,49\,\text{m/s} \qquad \text{e}$$
$$c_d = \frac{4.Q}{\pi.0,125^2} = 7,9\,\text{m/s}$$

O balanço de energia entre um ponto na superfície do reservatório de sucção e um ponto na admissão da bomba (boca de sucção), de acordo com (6.8), considerando $c_2 = 0$ e $p_2 = p_{atm} = 0$ (pressão relativa ou manométrica), conduz a:

$$\frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} - \frac{c_a^2}{2.g} \;\therefore$$
$$\frac{p_a}{\gamma} = \frac{0}{998} - 2,15 - 1,9 - \frac{5,49^2}{2.9,81} = -5,59\,\text{m} \;\therefore$$
$$p_a = \frac{p_a}{\gamma} \cdot \gamma = -5,59 \cdot 998 = -5579\,\text{kgf/m}^2 = -54,7\,\text{kPa} \;\; (\text{Resposta c})$$

Considerando que $Y = g.H$ e que $\gamma = \rho \cdot g$, pela equação (1.5) chega-se a:

$$H = \frac{p_d - p_a}{\gamma} + \frac{c_d^2 - c_a^2}{2 \cdot g} \;\therefore\; p_d = p_a + \gamma\left(H - \frac{c_d^2 - c_a^2}{2 \cdot g}\right) \;\therefore$$
$$p_d = -5579 + 998\left(24,6 - \frac{7,9^2 - 5,49^2}{2 \cdot 9,81}\right) \;\therefore$$
$$p_d = 17330\,\text{kgf/m}^2 = 170,01\,\text{kPa} \;\; (\text{Resposta d})$$

9.5 Exercícios propostos

1. Considerando que o ventilador representado pelas curvas características da Fig. 9.15 esteja funcionando no seu ponto de maior rendimento estático ($\eta = 47\%$), com a velocidade de rotação de 1150 rpm e nesta situação insuflando ar de massa específica $\rho = 1{,}2$ kg/m^3 através de uma canalização de 990 mm de diâmetro. A entrada e saída deste sistema encontram-se no mesmo nível e submetidas à pressão atmosférica. Determinar, utilizando o gráfico da Fig. 9.24 para o cálculo da perda de carga:
   a) a vazão do ventilador;
   b) a sua diferença de pressão total;
   c) a potência no eixo do ventilador;
   d) o seu rendimento total;
   e) o comprimento equivalente da canalização;
   f) a vazão produzida quando operar com a velocidade de rotação de 713 rpm no mesmo sistema, considerando rendimento invariável com a mudança de rotação;
   g) a potência no eixo, nesta última situação.

   Respostas:
   a) $Q = 9$ m^3/s; b) $\Delta p_t = 543{,}1$ Pa; c) $P_e = 9{,}02$ kW; d) $\eta_t = 54{,}2\%$;
   e) $L \cong 427$ m; f) $Q' = 5{,}6$ m^3/s; g) $P_e' = 2{,}15$ kW.

2. A bomba centrífuga cujas curvas características estão representadas na Fig. 9.18, operando com seu rotor de 270 mm de diâmetro, recalca 300 m^3/h de água ($\rho = 1000$ kg/m^3) através de uma canalização que liga dois reservatórios sem desnível e submetidos à pressão atmosférica. Trocando o rotor desta bomba por outro de diâmetro igual a 210 mm e mantendo a mesma canalização, pergunta-se para esta nova situação:
   a) qual a vazão que será recalcada?
   b) que potência estará sendo consumida?
   c) com que rendimento total estará operando a bomba?
   d) qual a perda de carga na canalização, em metros de coluna d'água?
   e) qual o $NPSH_b$ requerido pela bomba?

   Respostas:
   a) $Q = 210$ m^3/h; b) $P_e = 11{,}9$ kW; c) $\eta_t = 67\ \%$;
   d) $H_p = 14$ m; e) $NPSH_b = 3{,}4$ m.

3. Um sistema de ventilação é suprido por um ventilador centrífugo cujas características estão representadas na Fig. 9.16. Sabendo que este ventilador deve insuflar 6,5 m^3/s de ar com massa específica de 1,1 kg/m^3, através de uma canalização com diâmetro de 500 mm, comprimento total igual a 59,3 m (incluindo o comprimento equivalente dos acessórios), sem desnível e com as extremidades do sistema submetidas à pressão atmosférica, calcular, usando o gráfico da Fig. 9.24 para a determinação da perda de carga na canalização:
   a) com que velocidade de rotação deverá funcionar?
   b) qual será o seu rendimento total?
   c) qual a queda de pressão devida à perda de carga?
   d) qual a diferença de pressão total que irá produzir?
   e) qual a potência que consumirá?
   Respostas:
   a) n = 1300 rpm; b) $\eta_t = 60\%$; c) Δp_p = 118,56 mmCA = 1163,07 Pa; d) Δp_t = 180 mmCA = 1765,8 Pa; e) P_e = 26 CV = 19,12 kW.

4. Uma bomba com as curvas características representadas na Fig. 9.19 está instalada ligando dois reservatórios com superfícies livres de montante e jusante, respectivamente, situadas às cotas de 100 e 105 m acima do nível do mar. A bomba, com seu rotor de 260 mm de diâmetro (260 ϕ) e girando a 1740 rpm, encontra-se instalada na cota de 95 m e nesta situação recalca 300 m^3/h de água com ρ = 1000 kg/m^3. Desejando empregar esta mesma bomba para recalcar precisamente 140 m^3/h por meio do mesmo sistema, com a maior economia de energia possível, qual será a melhor solução:
   a) estrangular o registro colocado na descarga da bomba?
   b) diminuir a velocidade de rotação da bomba para 1120 rpm?
   c) diminuir a velocidade de rotação para 1120 rpm, trocando também o rotor por outro de diâmetro diferente?
   d) simplesmente trocar o rotor por outro de diâmetro diferente, sem alterar a velocidade de rotação?
   e) diminuir a velocidade de rotação para 1120 rpm, estrangulando simultaneamente o registro na descarga? Justificar a escolha e determinar a potência consumida para a solução escolhida.

Resposta: Traçando a curva característica da canalização e analisando a sua interseção com as diversas curvas $H = f(Q)$ da bomba, conclui-se pela **alternativa "c"**, reduzindo a velocidade para 1120 rpm e trocando o seu rotor por outro de diâmetro igual a aproximadamente 235 mm (curva intermediária a 230 ϕ e 240 ϕ). Nesta situação, a potência consumida no eixo será $P_e \cong 6{,}3$ CV = 4,6 kW. As outras alternativas ou não fornecem exatamente a vazão requerida (140 m³/h), ou apresentam rendimento inferior e conseqüentemente maior consumo de energia.

5. Ar de massa específica 1,2 kg/m³ é insuflado através de um sistema de ventilação. Inicialmente a vazão insuflada é de 6 m³/s. Com a colocação de um filtro no sistema esta vazão é reduzida para 4 m³/s. Sabe-se que o ventilador utilizado para impelir o ar através do sistema tem suas curvas características representadas na Fig. 9.11 para um rotor com $\beta_5 < 90°$ e velocidade de rotação de 2200 rpm. Considerando constante os rendimentos com a variação da rotação e ausência de desnível e diferença de pressão entre as extremidades do sistema, calcular:
   a) a potência consumida para a situação inicial (sem filtro), quando a vazão é de 6 m³/s e a rotação do ventilador é 2200 rpm;
   b) o rendimento total do ventilador para esta situação;
   c) a potência consumida, nesta mesma rotação (2200 rpm), quando a vazão cai para 4 m³/s pela colocação do filtro;
   d) o rendimento total para esta situação;
   e) a velocidade de rotação do ventilador para restabelecer a vazão inicial de 6 m³/s, com a presença do filtro;
   f) a potência consumida pelo ventilador neste caso, ou seja, instalação com filtro e vazão restabelecida para o valor inicial de 6 m³/s pela variação da rotação.

   Respostas:
   a) $P_e = 17{,}5$ kW; b) $\eta_t = 83\%$; c) $P_e = 15$ kW; d) $\eta_t = 78\%$;
   e) $n' = 3300$ rpm; f) $P_e' = 50{,}63$ kW.

6. A bomba cujas curvas características para diversas rotações estão representadas na Fig. 9.17 ao ser posta a operar em uma instalação de bombeamento, com uma velocidade de rotação de 1300 rpm apresenta as pressões $p_d = 274{,}7$ kPa e $p_a = -19{,}6$ kPa nos manômetros instalados de forma nivelada na sua descarga e na sua admissão, respectivamente. O nível d'água ($\rho = 1000$ kg/m³) no reservatório de recalque encontra-se a 15 m acima do nível no reservatório de sucção e ambos encontram-se abertos à atmosfera. Para esta situação calcular:
   a) a altura manométrica da bomba;
   b) a sua vazão;
   c) a potência no seu eixo.

   Aumentando a velocidade de rotação da bomba para 1500 rpm e mantendo o mesmo sistema de canalização, determinar:
   d) a vazão recalcada nesta nova situação;
   e) a altura manométrica desenvolvida pela bomba;
   f) a potência consumida neste caso.

   Respostas:

   a) H = 30 m; b) Q = 300 l/s; c) $P_e = 110{,}3$ kW;
   d) Q' = 360 l/s; e) H' = 36 m; f) $P_e' = 181{,}6$ kW.

$$P = \frac{\rho Y Q}{\eta_t} = \frac{10^3 \cdot 9{,}81 \cdot 30 \cdot 0{,}3}{0{,}8} =$$

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{Y^{3/4}} = \frac{1300}{60 \cdot (9{,}81 \cdot 30)^{3/4}} = \frac{1500}{60\,(9{,}81 \cdot H')^{3/4}}$$

10
Associação de Geradores em Série e em Paralelo

A associação de máquinas de fluxo geradoras em série e em paralelo é um recurso bastante adotado pelo projetista de uma instalação de bombeamento ou de insuflação de gás, visando à redução de custos do projeto, ao aumento da segurança de operação ou à flexibilidade do processo de manutenção.

Assim, uma lavoura de arroz irrigada por um sistema de bombas em paralelo, permitirá, numa situação de avaria ou de necessidade de manutenção, a retirada de uma das máquinas sem colocar em risco o fornecimento da quantidade mínima de água necessária para o desenvolvimento da plantação. O gerenciamento do número de bombas em operação, também facilitará a adequação da instalação à demanda variável de água em função da variação da intensidade das chuvas ao longo do período de irrigação, fazendo com que o seu ponto de funcionamento não se afaste muito do nominal, o que além de reduzir o rendimento, com o conseqüente aumento dos custos com energia, poderia acarretar uma diminuição da vida útil da bomba.

A utilização de bombas e turbocompressores em série é comum nos oleodutos e gasodutos para o transporte de fluido a grandes distâncias (em muitos casos, superiores a 1000 km). Entre outras vantagens, a instalação de turbocompressores em série, distribuídos em várias estações ao longo do percurso do gasoduto, por exemplo, permite um escalonamento da pressão necessária para vencer as perdas de carga, sem tornar necessário o superdimensionamento da tubulação, com o conseqüente aumento de seu custo, para suportar as elevadas pressões no trecho inicial do percurso.

Em alguns casos, a utilização de canalizações e válvulas em *by-pass* permite associar, alternativamente, as mesmas bombas, em série ou em paralelo, para atender exigências diferenciadas de vazão e altura de elevação de uma instalação.

10.1 Tubulações mistas e múltiplas

Antes de analisar a associação de geradores de fluxo em série e em paralelo, será feita uma breve abordagem sobre a associação de tubulações também em série e em paralelo.

Uma **tubulação mista** (*compound pipe* ou *pipes in series*) será constituída da ligação em série de vários trechos, com comprimentos e diâmetros diferentes, compreendendo, portanto, resistências hidráulicas diferentes.

Para ilustrar, a Fig. 10.1 apresenta uma tubulação mista composta de três canos diferentes unidos em série, sem diferença de nível e de pressão entre as extremidades. A curva característica resultante deste sistema é obtida pela soma das ordenadas das curvas características das canalizações **I**, **II** e **III**, correspondentes a cada trecho individual da associação, determinadas de acordo com a equação (9.18). Ou seja, pela soma das perdas de carga correspondentes a cada trecho, para cada valor da vazão ($\mathbf{Y = E_{pI} + E_{pII} + E_{pIII}}$).

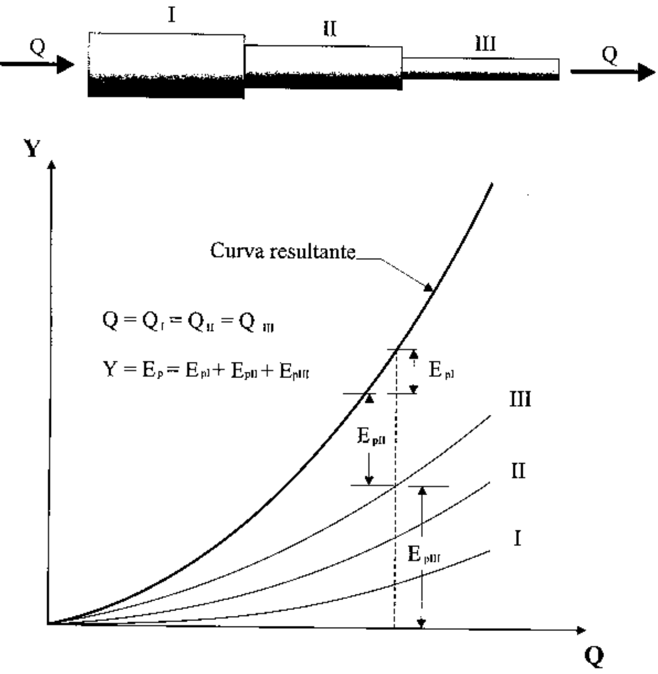


Fig. 10.1 Curva característica resultante de uma tubulação mista.

Considere-se agora uma **tubulação múltipla** (*branching pipe* ou *pipes in parallel*), isto é, uma ligação em paralelo de três tubos diferentes, **I, II** e **III** (Fig. 10.2). Como a pressão no início e no fim de cada um destes tubos é igual, pode-se dizer que as perdas de carga nas três canalizações são iguais entre si, o mesmo não se podendo dizer da vazão que passa pelo interior de cada uma delas.

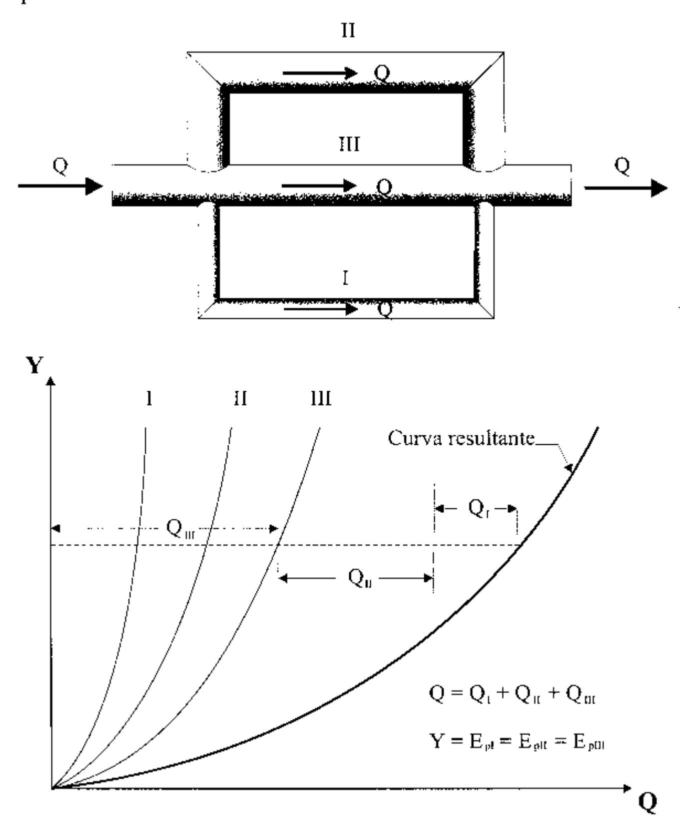


Fig. 10.2 Curva característica de uma tubulação múltipla.

A curva característica da tubulação múltipla é obtida, então, pela soma das abcissas das curvas características de cada um dos tubos em paralelo. Isto é, somando-se as vazões de cada tubo, para um mesmo valor da perda de carga (**$Q = Q_I + Q_{II} + Q_{III}$**).

10.2 Associação de geradores em paralelo

Com freqüência, é mais conveniente fazer funcionar duas ou mais máquinas de fluxo geradoras em paralelo, aumentando-se a capacidade (vazão) de um sistema já existente com a instalação de uma máquina a mais, seja porque o tamanho de uma só máquina de grande porte é excessivo para as dimensões do local de que se dispõe, seja porque resulta mais econômico ter a possibilidade de funcionar com um ou mais geradores segundo o consumo do sistema, ou ainda, porque a retirada de operação de uma ou mais unidades para atendimento da demanda variável permitirá uma manutenção preventiva de reflexos altamente positivos para a vida da instalação.

Pelo esquema da Fig. 10.3, que representa a **associação em paralelo** (*parallel arrangement*) dos geradores **I** e **II**, conclui-se facilmente que os saltos energéticos correspondentes a cada um dos geradores entre os níveis de montante, **∇M**, e jusante, **∇J**, são iguais, enquanto a vazão total do sistema corresponde à soma das vazões correspondentes a cada um deles. Logo, a curva característica da associação é obtida somando-se, para cada valor do trabalho específico disponível (altura de elevação para bombas ou diferença de pressão total para ventiladores) indicado sobre o eixo das ordenadas, as vazões individuais das máquinas associadas em paralelo.

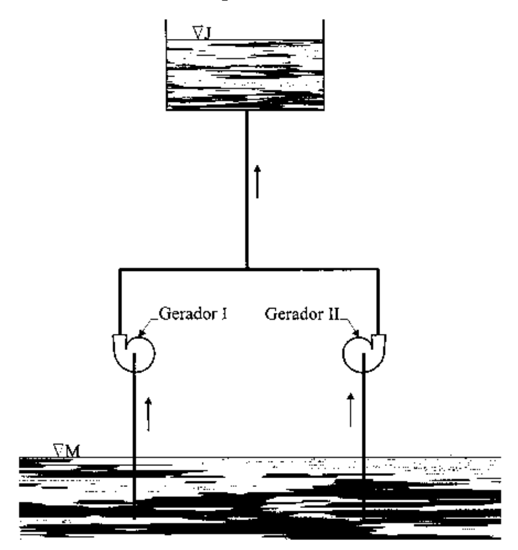


Fig. 10.3 Associação de geradores em paralelo.

Pode-se, então, escrever para a associação em paralelo dos geradores de fluxo **I** e **II**:

$$Y_A = Y_I = Y_{II} \tag{10.1}$$

onde:
Y_A = salto energético específico da associação, em J/kg;
Y_I = salto energético ou trabalho específico da máquina I, em J/kg;
Y_{II} = salto energético ou trabalho específico da máquina II, em J/kg.

$$Q_A = Q_I + Q_{II} \tag{10.2}$$

onde:
Q_A = vazão da associação, em m^3/s;
Q_I = vazão da máquina I, em m^3/s;
Q_{II} = vazão da máquina II, em m^3/s.

$$P_{eA} = P_{eI} + P_{eII} \tag{10.3}$$

onde:
P_{eA} = potência consumida pela associação, em W;
P_{eI} = potência consumida pela máquina I, em W;
P_{eII} = potência consumida pela máquina II, em W.

Substituindo as equações (4.31), (10.1) e (10.2), na (10.3), tem-se:

$$\frac{\rho\ (Q_I + Q_{II})Y_A}{\eta_{tA}} = \frac{\rho\ Q_I\ Y_A}{\eta_{tI}} + \frac{\rho\ Q_{II}\ Y_A}{\eta_{tII}}$$

$$\eta_{tA} = \frac{\eta_{tI}\ \eta_{tII}\ (Q_I + Q_{II})}{\eta_{tII}\ Q_I + \eta_{tI}\ Q_{II}} \tag{10.4}$$

onde:
η_{tA} = rendimento total da associação, adimensional;
η_{tI} = rendimento total da máquina I, adimensional;
η_{tII} = rendimento total da máquina II, adimensional.

Combinando a curva característica da associação dos geradores em paralelo com a curva característica da canalização, observa-se (Fig. 10.4) que o ponto de funcionamento é **F**, correspondendo a uma vazão $\mathbf{Q_F}$ e a um salto energético específico $\mathbf{Y_F}$. Nesta situação, a máquina **I** estará funcionando no ponto F_I' e a máquina **II**, no ponto F_{II}' .

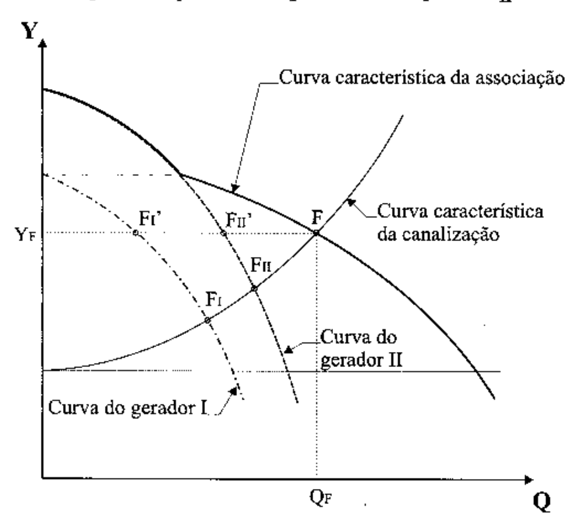


Fig. 10.4 Curvas características da associação de máquinas de fluxo geradoras em paralelo.

Postos a operar isoladamente na mesma canalização, o gerador **I** funcionará no ponto $\mathbf{F_I}$, enquanto o gerador **II** funcionará no ponto $\mathbf{F_{II}}$.

Expressões análogas às obtidas para o cálculo do rendimento total poderiam ser obtidas para a determinação do rendimento estático da associação, bastando, para isto, substituir a grandeza **Y** por $\mathbf{Y_{est}}$.

10.3 Associação de geradores em série

Diz-se que duas ou mais máquinas de fluxo geradoras funcionam em série quando a descarga de uma está ligada à admissão da seguinte e, assim, sucessivamente (Fig. 10.5). Portanto, por meio dos geradores de fluxo **I** e **II**, ligados em série, passa a mesma vazão, enquanto proporcionam um salto energético específico total (altura manométrica, no caso de bombas, ou diferença de pressão total, no caso de ventiladores) representado pela soma dos trabalhos específicos individuais.

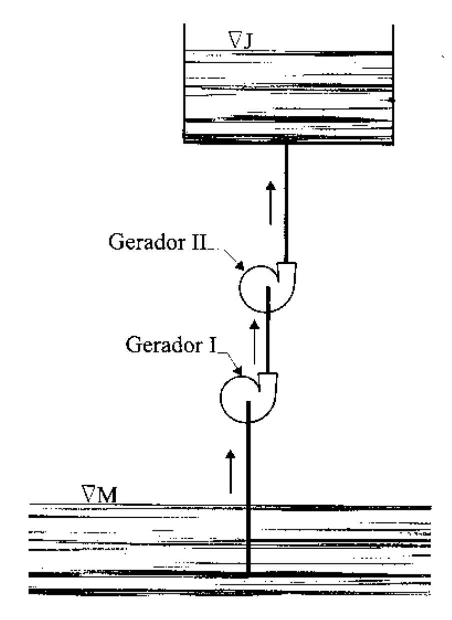


Fig. 10.5 Associação de geradores em série.

Usando o mesmo procedimento de análise da associação em paralelo, obtém-se as seguintes equações para calcular o trabalho específico disponível, a vazão, a potência no eixo e o rendimento total de uma **associação de geradores em série** (*series arrangement*):

$$Y_A = Y_I + Y_{II} \tag{10.5}$$

$$Q_A = Q_I = Q_{II} \tag{10.6}$$

$$P_{eA} = P_{eI} + P_{eII} \tag{10.7}$$

$$\eta_{tA} = \frac{\eta_{tI}\,\eta_{tII}\left(Y_I + Y_{II}\right)}{\eta_{tII}\,Y_I + \eta_{tI}\,Y_{II}} \tag{10.8}$$

Pela mesma consideração do item anterior, as expressões utilizadas para a determinação do rendimento total de uma associação de geradores em série podem ser também empregadas para o cálculo do rendimento estático da associação, substituindo o termo **Y** pelo termo $\mathbf{Y}_{est}$.

A curva característica da associação é obtida somando-se, para cada valor da vazão, os trabalhos específicos de cada um dos geradores (Fig. 10.6).

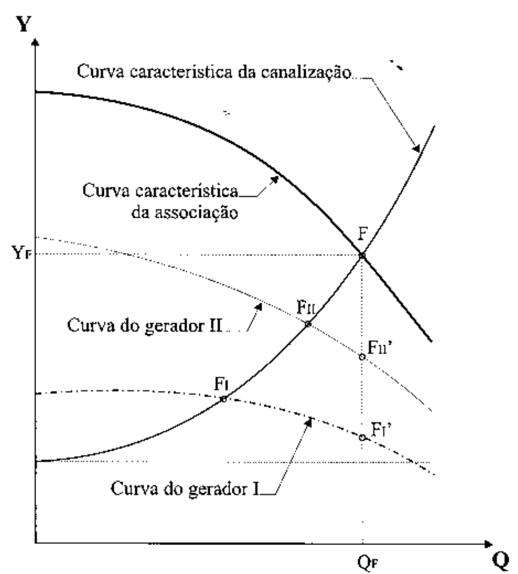


Fig. 10.6 Curvas características da associação de máquinas de fluxo geradoras em série.

O ponto **F**, interseção da curva característica da associação dos geradores em série com a curva característica da canalização, caracteriza o ponto de funcionamento da associação, correspondendo ao salto energético específico $\mathbf{Y_F}$ e à vazão $\mathbf{Q_F}$. Individualmente, as máquinas **I** e **II** estarão funcionando no ponto F_I' e F_{II}', respectivamente.

Operando isoladamente na mesma canalização, o gerador **I** funcionará em $\mathbf{F_I}$ e o gerador **II**, no ponto $\mathbf{F_{II}}$.

Conclui-se, então, que a associação de geradores em série é indicada para instalações que requerem grandes alturas de elevação (instalações de bombeamento) ou grandes diferenças de pressão (instalações de transporte de gases) e que não podem ser supridas por uma única máquina.

Tanto a associação em paralelo como a associação em série podem se processar pelo emprego de unidades independentes ou pela associação, ou em paralelo (rotores de admissão dupla), seja em série (máquinas multicelulares), de rotores que operam dentro de uma única carcaça e fixados ao mesmo eixo. A bomba centrífuga multicelular (multiestágio), muito utilizada na alimentação de caldeiras, onde as pressões exigidas podem alcançar valores bastante elevados, é um exemplo típico da associação de rotores em série. Já a Fig. 10.7 traz um exemplo de curva

característica de bomba centrífuga de dupla sucção ou admissão, ou seja, o seu rotor equivaleria à associação em paralelo de dois rotores iguais, montados no interior de uma mesma carcaça.

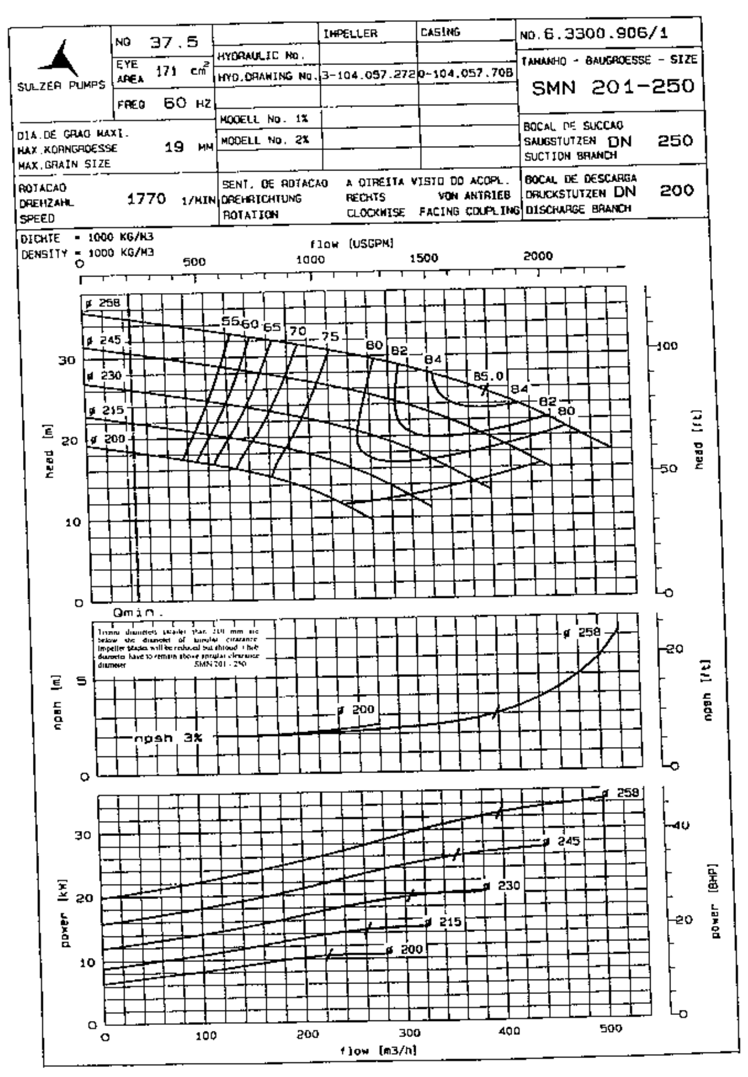


Fig. 10.7 Curvas características de uma bomba centrífuga de dupla sucção (Fonte: Sulzer Pumps).

10.4 Exercícios resolvidos

1. Associando o ventilador centrífugo de $\beta_5 > 90°$ da Fig. 9.11, em série, com o ventilador axial da Fig. 9.15, operando com 1150 rpm, para insuflar $10\ m^3/s$ de ar com $\rho = 1{,}2\ kg/m^3$ através de um sistema de ar condicionado, determinar:
   a) a diferença de pressão estática produzida pela associação;
   b) a potência consumida pela associação;
   c) o rendimento estático com que está operando o ventilador centrífugo (ventilador I);
   d) o rendimento estático com que está operando o ventilador axial (ventilador II);
   e) o rendimento estático da associação.

SOLUÇÃO:

Para a vazão $Q = 10\ m^3/s$, o gráfico da Fig. 9.11 fornece para o ventilador centrífugo (grandezas com subscrito I):

$$\Delta p_{estI} = 1{,}2\ kPa = 1200\ Pa \quad e \quad P_{eI} = 23\ kW = 23000\ W.$$

Já o diagrama da Fig. 9.15 permite retirar para o ventilador axial funcionando na velocidade de rotação de 1150 rpm, também para $Q = 10\ m^3/s$:

$$\Delta p_{estII} = 41{,}6\ mmCA = 408\ Pa \quad e \quad P_{eII} = 12{,}3\ HP = 9170\ W.$$

Com base na equação (10.5) pode-se escrever:

$$\Delta p_{estA} = \Delta p_{estI} + \Delta p_{est} = 1200 + 408 = 1608\ Pa \quad (\text{Resposta a})$$

Pela equação (10.7):

$$P_{eA} = P_{eI} + P_{eII} = 23 + 9{,}17 = 32{,}17\ kW \quad (\text{Resposta b})$$

A equação (9.19) estabelece para o cálculo do rendimento estático:

$$\eta_{estI} = \frac{\Delta p_{estI} \cdot Q}{P_{eI}} = \frac{1200 \cdot 10}{23000} = 0{,}522 \ \ (52{,}2\,\%) \qquad (\text{Resposta c})$$

$$\eta_{estII} = \frac{\Delta p_{estII} \cdot Q}{P_{eII}} = \frac{408 \cdot 10}{9170} = 0{,}445 \ \ (44{,}5\,\%) \qquad (\text{Resposta d})$$

A equação (10.8) também é valida para o cálculo do rendimento estático da associação de dois ventiladores em série, bastando substituir Y por Δp_{est}. Logo:

$$\eta_{estA} = \frac{\eta_{estI} \cdot \eta_{estII} \left(\Delta p_{estI} + \Delta p_{estII} \right)}{\eta_{estII} \cdot \Delta p_{estI} + \eta_{estI} \cdot \Delta p_{estII}} \quad \therefore$$

$$\eta_{estA} = \frac{0{,}522 \cdot 0{,}445 \left(1200 + 408\right)}{0{,}445 \cdot 1200 + 0{,}522 \cdot 408} = 0{,}50 \ \ (50\,\%) \qquad (\text{Resposta e})$$

2. Uma lavoura de arroz distante do manancial de captação d'água necessita de 315 l/s de água (ρ = 1000 kg/m^3) para atender toda a área a ser irrigada. O ponto de captação encontra-se na cota de 90 m acima do nível do mar e a lavoura situa-se na cota de 80 m. A tubulação que conduz a água possui diâmetro de 300 mm e coeficiente de atrito, f = 0,017. O sistema de bombeamento é constituído pela associação em série de duas bombas iguais, operando com 1360 rpm, cujas curvas características encontram-se representadas na Fig. 9.17. Desprezando o comprimento equivalente dos acessórios, considerando iguais as velocidades de escoamento na admissão e descarga das bombas, pressão na admissão da primeira bomba da associação, p_{aI} = 0, manômetros nivelados e calculando a perda de carga pela equação de Darcy-Weisbach (equação 9.11), determinar:
   a) a potência consumida pela associação;
   b) a perda de carga na canalização, em J/kg;
   c) a máxima pressão a que se encontra submetida a tubulação;
   d) o comprimento da canalização (distância entre o manancial e a lavoura);
   e) a vazão fornecida à lavoura quando uma das bombas é retirada da instalação através de um *by-pass*;
   f) a potência consumida neste caso;
   g) a vazão que chega à lavoura, considerando escoamento por ação da gravidade, quando as duas bombas são retiradas do circuito.

SOLUÇÃO:

Pelo diagrama topográfico da Fig. 9.17, para n = 1360 rpm e Q = 315 l/s, tem-se:

$H_I = 36$ m ∴ $Y_I = g \cdot H = 9{,}81 \cdot 36 = 353{,}16$ J/kg e $\eta_{tI} = 80\%$.

Como se trata da associação em série de duas bombas iguais:

$$H_A = 2 \cdot H_I = 2 \cdot 36 = 72\,\text{m} \quad \therefore \quad Y_A = 9{,}81 \cdot 72 = 706{,}32\,\text{J/kg}$$

A potência consumida por uma das bombas na associação é:

$$P_{eI} = \frac{\rho.Q.Y_I}{\eta_{tI}} = \frac{1000.0{,}315.353{,}16}{0{,}8} = 139057\ \text{W} = 139{,}06\,\text{kW}$$

Pela equação (10.7), como as bombas são iguais:

$$P_{eA} = 2 \cdot P_{eI} = 2 \cdot 139{,}06 = 278{,}12\text{kW} \quad \text{(Resposta a)}$$

A equação (9.17) permite escrever:

$$H_A = H_G + H_{pA} \;\therefore\; H_{pA} = H_A - H_G = 72 - (-10) = 82\,\text{m} \;\therefore$$
$$E_p = g \cdot H_{pA} = 9{,}81 \cdot 82 = 804{,}42\ \text{J/kg} \quad \text{(Resposta b)}$$

Com base na equação (1.5), pode-se concluir:

$$Y_A = \frac{p_{dII} - p_{aI}}{\rho} \;\therefore\; p_{dII} = \rho.Y_A = 1000.706{,}32 = 706320\ \text{Pa} \;\therefore$$
$$p_{dII} = 706{,}32\,\text{kPa} \quad \text{(Resposta c)}$$

Ou seja, a pressão na descarga da segunda bomba da associação em série, no caso de instalação uma imediatamente após a outra, numa única estação de bombeamento, será a máxima pressão a que estará submetida a tubulação de condução d'água. Esta pressão poderá ser reduzida com o afastamento da segunda bomba, instalando-a em uma segunda estação de bombeamento situada numa distância intermediária entre o ponto de captação d'água e a lavoura.

A equação (9.11) de Darcy-Weisbach estabelece:

$$E_p = f \cdot \frac{8.L}{\pi^2.D^5} \cdot Q^2 \quad \therefore$$

$$L = \frac{E_p.\pi^2.D^5}{8.f.Q^2} = \frac{804{,}42.\pi^2.0{,}3^5}{8.0{,}017.0{,}315^2} \quad \therefore \quad L = 1429{,}6\,\text{m} \quad (\text{Resposta d})$$

A característica do sistema pode ser calculada a partir da equação (9.17):

$$K' = \frac{H_A - H_G}{Q^2} = \frac{H_{pA}}{Q^2} = \frac{82}{0{,}315^2} = 826{,}4$$

E a equação para o traçado de curva característica do sistema ou canalização será:

$$H = -10 + 826{,}4 \,.\, Q^2$$

a qual conduz aos seguintes valores (Fig. 10.8):

$Q = 0{,}05\ m^3/s$	$\Rightarrow H = -7{,}93\ m$	$Q = 0{,}20\ m^3/s$	$\Rightarrow H = 23{,}06\ m$
$Q = 0{,}10\ m^3/s$	$\Rightarrow H = -1{,}74\ m$	$Q = 0{,}25\ m^3/s$	$\Rightarrow H = 41{,}70\ m$
$Q = 0{,}11\ m^3/s$	$\Rightarrow H = 0{,}00\ m$	$Q = 0{,}30\ m^3/s$	$\Rightarrow H = 64{,}38\ m$
$Q = 0{,}15\ m^3/s$	$\Rightarrow H = 8{,}59\ m$	$Q = 0{,}315\ m^3/s$	$\Rightarrow H = 72{,}00\ m$

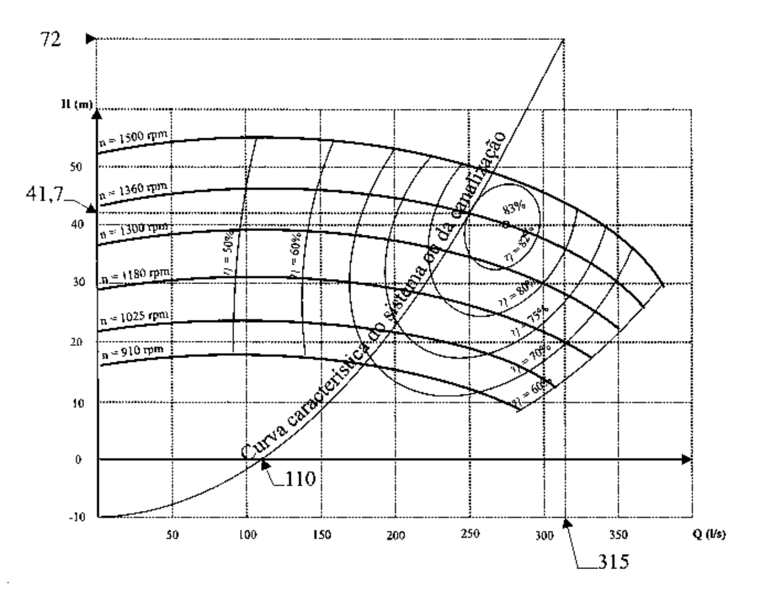


Fig. 10.8 Traçado da curva característica da canalização.

Pela interseção da curva característica da canalização com a curva $H = f(Q)$ e com as curvas de iso-rendimento da bomba, para $n = 1360$ rpm, obtém-se (ver esquema da Fig. 10.8):

$H = 41{,}7\ m \therefore Y = g\ .\ H = 9{,}81.41{,}7 = 409\ J/kg$; $\eta_t = 82\%$ e

$Q = 250\ l/s = 0{,}25\ m^3/s$ (Resposta e)

Logo:

$$P_c = \frac{\rho.Q.Y}{\eta_t} = \frac{1000.0{,}25.409}{0{,}82} = 124695\,W = 124{,}7\,kW \quad \text{(Resposta f)}$$

No caso de escoamento por gravidade, $H = H_G$, o que, pela equação (9.17), conduz a:

$H = -10 + 10 = 0$

A vazão que chega à lavoura pode, então, ser obtida pela interseção da curva característica da canalização com o eixo das abcissas (eixo das vazões), ou seja:

$Q = 110\ l/s = 0{,}11\ m^3/s$ (Resposta g)

3. A associação em paralelo de dois ventiladores centrífugos iguais fornece uma vazão de $8\ m^3/s$ de ar ($\rho = 1{,}2\ kg/m^3$) por meio de um sistema de ventilação sem diferença de nível e pressão entre as extremidades de admissão e descarga. As curvas características dos ventiladores encontram-se representadas na Fig. 9.11 para $\beta_5 < 90°$. Determinar:
   a) a diferença de pressão total da associação;
   b) a potência consumida pela associação;
   c) o rendimento total da associação;
   d) a vazão fornecida por um dos ventiladores quando funciona sozinho no mesmo sistema;
   e) o rendimento total do ventilador funcionando sozinho;
   f) o seu rendimento estático na mesma situação.

SOLUÇÃO:

Como os ventiladores são iguais a contribuição de cada um deles para a associação em paralelo é:

$$Q_I = Q_{II} = \frac{Q_A}{2} = \frac{8}{2} = 4 \ \text{m}^3/\text{s}$$

Na associação em paralelo, de acordo com a equação (10.1), tem-se:

$$Y_A = Y_I = Y_{II} \quad \therefore \quad \Delta p_{tA} = \Delta p_{tI} = \Delta p_{tII}$$

Do gráfico da Fig. 9.11 para $Q_I = 4$ m³/s, retira-se (Fig. 10.9):

$$\Delta p_{tI} = \Delta p_{tA} = 2{,}92 \, \text{kPa} = 2920 \, \text{Pa} \quad (\text{Resposta a})$$

e

$$P_{eI} = 15 \, \text{kW}$$

De acordo com a equação (10.3), neste caso:

$$P_{eA} = 2 \, . \, P_{eI} = 2 \, . \, 15 = 30 \, \text{kW} \quad (\text{Resposta b})$$

Como os ventiladores são iguais, o rendimento total da associação será igual ao rendimento de cada ventilador funcionando na associação, ou seja:

$$\eta_{tA} = \frac{\Delta p_{tA} . Q_A}{P_{eA}} = \frac{2920.8}{30000} = 0{,}779 \quad \text{ou ainda}$$

$$\eta_{tA} = 77{,}9\,\% \quad (\text{Resposta c})$$

A curva característica do sistema ou da canalização será traçada obedecendo à equação (9.18), sabendo-se que deverá passar por dois pontos, a origem do sistema de coordenadas e o ponto de interseção com a curva da associação, o que permite a determinação da característica, K", do sistema.

$$\Delta p_{tA} = K''.Q_A^2 \quad \therefore \quad K'' = \frac{2{,}92}{8^2} = 0{,}0456 \quad \therefore \quad \Delta p_t = 0{,}0456.Q^2$$

Por esta última equação, calculam-se os pontos que permitem o traçado da curva característica da canalização (Fig. 10.9):

Q (m^3/s)	0,0	2,0	4,0	6,0	6,8	7,0	8,0
Δp_t (kPa)	0,00	0,18	0,73	1,64	2,10	2,23	2,92

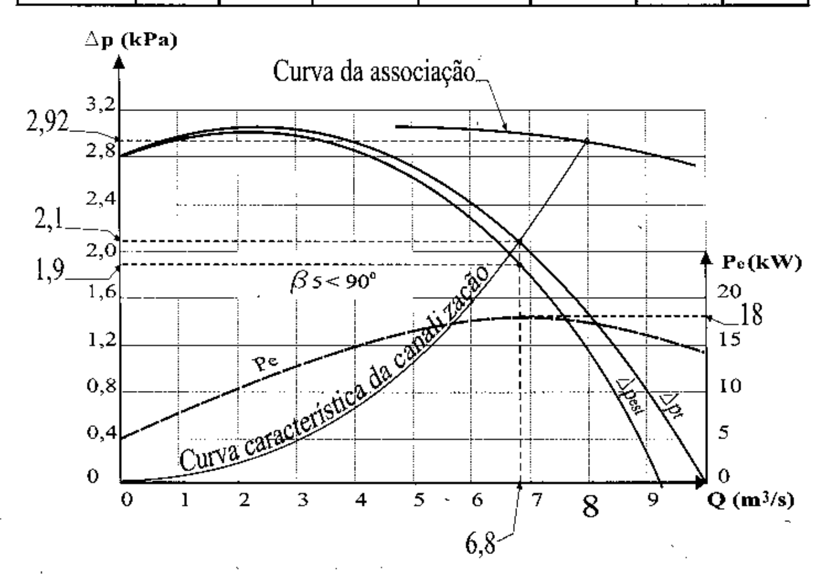


Fig. 10.9 Representação do traçado da curva característica da canalização e da curva resultante da associação em paralelo dos ventiladores com $b_5 < 90^0$ da Fig. 9.11.

A partir do ponto de interseção da curva $\Delta p_t = f(Q)$ de um dos ventiladores com a curva do sistema ou da canalização, obtém-se:

$\Delta p_t = 2{,}1$ kPa = 2100 Pa;

$\Delta p_{est} = 1{,}9$ kPa = 1900 Pa;

$P_e = 18$ kW = 18000 W;

$Q = 6{,}8\ m^3/s$ (Resposta d);

$$\eta_t = \frac{\Delta p_t . Q}{P_e} = \frac{2100.6,8}{18000} = 0,793 \quad (79,3\,\%) \qquad (\text{Resposta e})$$

$$\eta_{est} = \frac{\Delta p_{est} . Q}{P_e} = \frac{1900.6,8}{18000} = 0,718 \quad (71,8\,\%) \qquad (\text{Resposta f})$$

10.5 Exercícios propostos

1. A bomba da Fig. 9.19 encontra-se operando em paralelo com outra igual, ambas com rotor de 230 mm de diâmetro (230 ϕ) e velocidade de rotação de 1120 rpm, numa instalação cujo desnível é $H_G = 5$ m e, nesta situação, contribuindo com uma vazão de 150 m³/h. Sabendo que os reservatórios de sucção e recalque são abertos, pergunta-se:
   a) qual a vazão produzida pela associação das bombas em paralelo?
   b) qual o rendimento da associação?
   c) qual a vazão recalcada por uma das bombas funcionando sozinha na mesma instalação?
   d) qual a potência consumida pela bomba funcionando sozinha?
   e) com que rendimento estará operando esta bomba sozinha?
   Respostas:
   a) $Q_A = 300$ m³/h; b) $\eta_{tA} = 80,5\%$; c) $Q = 196$ m³/h;
   d) $P_e = 7$ CV = 5,15 kW; e) $\eta_t = 70\%$.

2. Um dos estágios de uma bomba de alimentação de caldeiras de 5 estágios em série encontra-se representado na Fig. 9.18, através da curva correspondente ao rotor de diâmetro ϕ 270 (D_5 = 270 mm). Esta bomba fornece 250 m³/h de água a 65°C a uma caldeira, numa instalação em que a linha de sucção possui diâmetro de 200 mm, comprimento equivalente de 10 m, e a linha de recalque tem o mesmo diâmetro, com um comprimento equivalente de 90 m. A diferença de nível entre a caldeira e o reservatório de sucção, que se encontra aberto e submetido à pressão atmosférica de 0,1 MPa, é igual a 10 m. Calcular:
   a) a altura manométrica com que está operando a bomba;
   b) o seu rendimento total;
   c) a pressão manométrica da caldeira;

d) a perda de carga na canalização, em metros de coluna d'água, utilizando a tabela da Fig. 6.8;

e) a altura de sucção máxima da bomba.

Respostas:

a) $H = 158$ m; b) $\eta_t = 84\%$; c) $p_c = 1{,}4$ MPa;

d) $H_p = 2{,}30$ m; e) $H_{sgmáx} = 4{,}26$ m.

3. Dois ventiladores centrífugos iguais, cujas curvas encontram-se representadas na Fig. 9.16, associados em série, produzem uma vazão de 3,0 m^3/s de ar com peso específico, $\gamma = 1{,}1$ kgf/m^3. Um deles (ventilador I) funciona com velocidade de rotação de 550 rpm e o outro (ventilador II) com a velocidade de rotação de 1600 rpm. Para esta associação de ventiladores calcular:
   a) a diferença de pressão total;
   b) a potência consumida;
   c) o rendimento total;
   d) a diferença de pressão estática;
   e) o rendimento estático do ventilador I (n = 550 rpm) trabalhando na associação;
   f) o rendimento estático do ventilador II (n = 1600 rpm) também trabalhando na associação.

   Respostas:

   a) $\Delta p_{tA} = 399$ mmCA = 3,91 kPa; b) $P_e = 23{,}87$ CV = 17,56 kW;

   c) $\eta_{tA} = 66{,}9\%$; d) $\Delta p_{estA} = 368{,}54$ mmCA = 3,62 kPa;

   e) $\eta_{estI} = 26{,}1\%$; f) $\eta_{estII} = 65{,}2\%$.

4. A Fig. 9.11 representa as curvas características de um ventilador centrífugo com pás retas ($\beta_5 = 90°$) que gira a 1460 rpm. Para insuflar 4 m^3/s de ar com $\rho = 1{,}2$ kg/m^3 através de um sistema de ventilação composto por canalização de 500 mm de diâmetro e comprimento equivalente de 203 m, com extremidades abertas à atmosfera e num mesmo nível, dispõe-se de duas alternativas, usando o mesmo tipo de ventilador: associar dois deles em paralelo ou usar apenas um, aumentando a sua velocidade de rotação (considerar o rendimento invariável com a variação da rotação). Pergunta-se:
   a) com que velocidade de rotação deverá funcionar o ventilador na segunda alternativa?

b) qual a melhor alternativa sob o ponto de vista de um menor consumo de energia? Justifique a resposta.

Respostas:

a) n = 1688 rpm;

b) A melhor alternativa é associar dois ventiladores em paralelo, uma vez que a potência solicitada pela associação será P_{eA} = 12,2 kW, enquanto o aumento da velocidade de rotação provocará uma solicitação de potência P_e' = 15,45 kW.

5. Considere-se as curvas características da Fig. 9.20 para os diversos ângulos de inclinação das pás do rotor como representativas de várias bombas axiais com pás fixas. Designando como bomba I a que possui rotor cujas pás tem ângulo de inclinação $\beta = 15°$ e como bomba II a que tem $\beta = 21°$, propõe-se uma instalação de bombeamento em que as duas serão associadas em paralelo, sob uma altura de elevação manométrica de 3,0 m (altura de elevação da associação). Para a situação proposta, com a instalação bombeando água de massa específica, ρ = 1000 kg/m^3, pergunta-se:
   a) qual a vazão recalcada pela bomba I ($\beta = 15°$)?
   b) qual a vazão recalcada pela bomba II ($\beta = 21°$)?
   c) com que rendimento total estará trabalhando a bomba I?
   d) com que rendimento total trabalhará a bomba II?
   e) qual a potência consumida pela associação?
   f) qual o rendimento total da associação?

   Respostas:

   a) Q_I = 5600 m^3/h; b) Q_{II} = 7200 m^3/h; c) η_{tI} = 83,2%;
   d) η_{tII} = 80,6%; e) P_{eA} = 128 kW; f) η_{tA} = 81,7%.

6. Para uma instalação de bombeamento, que deve recalcar água com ρ = 1000 kg/m^3, onde a vazão pode variar entre 480 e 490 m^3/h e a altura manométrica é 20 m, fazer um estudo, sob o ponto de vista apenas da economia de energia, apontando qual é a melhor alternativa para suprir as necessidades do sistema proposto: a associação em paralelo de duas bombas centrífugas com rotor de simples admissão, diâmetro de 230 mm (ϕ 230), girando a 1750 rpm, cujas curvas características estão representadas na Fig. 9.18, ou a instalação de uma única bomba centrífuga, com rotor de dupla sucção (dupla

admissão) e diâmetro de 258 mm (ϕ 258), que gira a 1770 rpm, cujas curvas encontram-se representadas na Fig. 10.7. Dizer também qual das alternativas apresenta o menor risco de cavitação, justificando.

Resposta:

As alternativas propostas são equivalentes quanto ao consumo de energia, apresentando praticamente o mesmo rendimento, $\eta_t \cong 78\%$, e, conseqüentemente, a mesma potência para a altura manométrica proposta. A associação em paralelo teria um menor risco de cavitação, uma vez que requer um $NPSH_b \cong 4{,}0$ m, menor do que o requerido pela bomba de dupla sucção cujo valor é $NPSH_b \cong 5{,}4$ m.

11
PARTICULARIDADES NO FUNCIONAMENTO DE GERADORES DE FLUXO

Sem a pretensão de esgotar o tema, o objetivo deste Capítulo é alertar para algumas particularidades no funcionamento de máquinas de fluxo geradoras, associadas ao tipo de curva característica ou a propriedades do fluido de trabalho.

Essas particularidades, não levadas em consideração, poderão ocasionar problemas, algumas vezes, de difícil constatação e solução. Ou, como no caso dos turbocompressores, ao não se considerar o efeito da compressibilidade dos gases, conduzir a erros grosseiros de projeto.

11.1 Instabilidade

Conforme foi demonstrado no Capítulo 9, as curvas características das máquinas de fluxo podem assumir formas diversas dependendo do tipo de rotor.

Para rotores de geradores de fluxo radiais, uma das formas que a curva **Y = f (Q)** pode assumir é a ascendente/descendente, em que o valor do trabalho específico (altura manométrica, para bombas, ou diferença de pressão, para ventiladores) cresce à medida que a vazão diminui, até atingir um máximo, decrescendo a partir daí até o ponto correspondente à vazão nula. No trecho superior da curva, para um mesmo valor de **Y** (H, para bombas, ou Δp_t, para ventiladores), a vazão pode assumir dois valores diferentes.

Na Fig. 11.1, encontra-se representada a curva característica de uma bomba centrífuga que possui a forma ascendente/descendente, incluindo o traçado para as vazões negativas, com a **bomba funcionando como freio** *(pump as a energy dissipator)*. Este traçado para vazões negativas é obtido com base nos resultados de ensaios de laboratório, quando é aplicada na boca de descarga da bomba uma pressão maior do que ela

pode produzir, dando origem a uma reversão de fluxo com dissipação de energia, uma vez que o motor de acionamento continua operando com sentido de rotação inalterado, diferentemente do **funcionamento da bomba como turbina** (*pump operating as turbine*), quando é interrompido o fornecimento de energia ao motor de acionamento e o rotor passa a girar em sentido contrário, gerando energia em vez de consumir. O trecho **3-4** da curva para vazões positivas, é denominado de **ramo instável** (*unstable branch*) da curva característica da bomba.

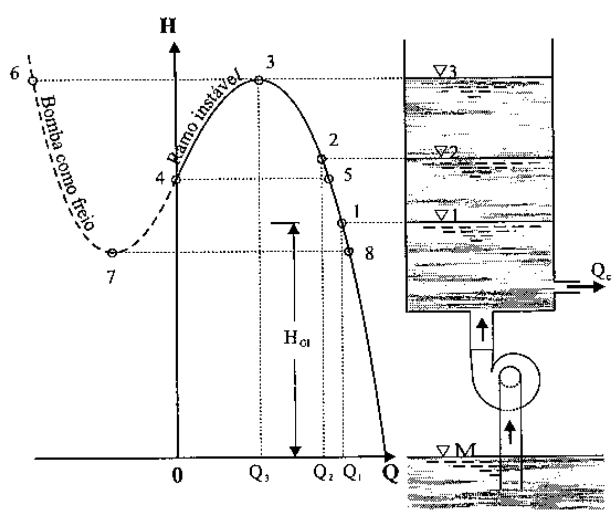


Fig. 11.1 Instalação de bomba centrífuga sujeita ao fenômeno da instabilidade.

Esta bomba transportará água de um reservatório inferior (reservatório de sucção), com nível constante, a um superior, de nível variável, com alimentação pelo fundo, ligado a uma rede de consumo. As canalizações de sucção e de recalque possuem um diâmetro tão grande e comprimento tão pequeno que as perdas de carga podem ser desprezadas. Neste caso, de acordo com a equação (9.17), a curva característica da canalização será uma reta paralela ao eixo das vazões, cortando o eixo das ordenadas no ponto correspondente ao desnível geométrico, $\mathbf{H_G}$.

No início do bombeamento, o nível d'água no reservatório superior encontra-se em **1**, correspondendo ao ponto de funcionamento **1** sobre a curva característica da máquina. Aos poucos, este nível irá subindo até atingir o nível **2**, ao mesmo tempo em que uma vazão $\mathbf{Q_c}$ fluirá para a

rede de consumo. Como a bomba estará operando no ponto de funcionamento **2**, correspondente a uma altura de elevação $\mathbf{H_2}$ e uma vazão $\mathbf{Q_2}$, se esta vazão for igual a $\mathbf{Q_c}$, ocorrerá o equilíbrio entre o fornecimento e o consumo e o sistema será dito estável. Se, entretanto, a vazão $\mathbf{Q_2}$ for maior que a consumida pela rede, o nível no reservatório superior continuará subindo até chegar ao ponto **3**, correspondente ao pico da curva, com a vazão caindo gradativamente de $\mathbf{Q_2}$ para $\mathbf{Q_3}$. Neste ponto, se a vazão consumida ainda for menor do que a recalcada pela bomba, o nível no reservatório tenderá ainda a crescer, o que não será possível, pois no ponto **3** já foi alcançada a altura de elevação máxima da bomba. Rompe-se, então, o equilíbrio do sistema, com duas alternativas possíveis, dependendo da existência ou não de uma válvula de retenção na descarga da bomba.

Se houver válvula de retenção, o ponto de funcionamento salta de **3** para **4**, com a bomba deixando de recalcar (ponto de vazão nula). Neste caso, a bomba só voltará a fornecer água ao sistema quando o nível do reservatório superior, pelo consumo da rede, cair até **4**, permitindo a abertura da válvula de retenção e retomando o processo cíclico a partir do ponto **5**, correspondente a uma altura $\mathbf{H_5 = H_4}$ e vazão $\mathbf{Q_5}$. Este processo produz uma pulsação no bombeamento, denominada de **instabilidade** (*surge*).

Caso não exista válvula de retenção, o ponto de funcionamento desloca-se, bruscamente, de **3** para **6**, sobre a curva característica da bomba para vazões negativas, ocorrendo reversão do fluxo através da máquina. Devido ao refluxo, acrescido do consumo da rede, o reservatório superior esvazia-se até o nível **7**, com o ponto de funcionamento movendo-se de **6** para **7**. Neste momento, novamente ocorre uma nova reversão da vazão com o ponto de funcionamento saltando para o ponto **8**, sobre o ramo das vazões positivas da curva da bomba. O reservatório recomeça a encher e, se não houver qualquer alteração nas condições iniciais, o ciclo repete-se, caracterizando o fenômeno da instabilidade, que representa um perigo para a instalação em conseqüência das vibrações que o acompanham.

Conclui-se, então, que para o surgimento da instabilidade, faz-se necessário a conjugação de dois pré-requisitos: a existência do **ramo instável** na curva característica da máquina e a presença de um **acumulador de energia** (*energy storage*) na canalização de descarga.

Este acumulador de energia, que exerce uma ação de mola sobre o sistema, pode ser caracterizado por diversas disposições construtivas da canalização de descarga: um reservatório com alimentação pelo fundo, a existência de uma chaminé de equilíbrio na linha de recalque, a presença de bolsões de ar ou vapor (em bombas de alimentação de caldeiras) na tubulação de recalque, ou, ainda, a execução elástica da canalização de descarga.

No caso de fluido gasoso, o acumulador de energia corresponde ao próprio fluido de trabalho sob pressão existente na canalização, estando sempre presente. Isto faz com que o risco de instabilidade determine a vazão mínima com que um compressor pode operar (limite de instabilidade).

Para evitar o perigo da instabilidade, deve-se evitar o acumulador de energia na canalização de descarga ou instalar geradores de fluxo sem o ramo instável em sua curva característica.

Entre as medidas construtivas que podem eliminar o ramo instável nas curvas das máquinas de fluxo geradoras podem ser citadas aquelas que conduzem a uma curva característica $\mathbf{Y = f\,(Q)}$ fortemente descendentes (Capítulo 9), tais como o projeto de rotores com pequenos valores para a largura, $\mathbf{b_5}$, e para o ângulo de saída das pás, β_5, número de pás, **N**, menor que o normal e velocidade de rotação específica, $\mathbf{n_{qA}}$, elevada. Além disso, devem ser tomadas providências para a diminuição das perdas por choque (expressas pela Eq. 9.3) no campo de operação correspondente às pequenas vazões.

11.2 Funcionamento de geradores com curva característica instável

Além do fenômeno da instabilidade, a existência de um ramo instável nas máquinas de fluxo geradoras pode ocasionar outros problemas como nos dois casos relatados a seguir.

Inicialmente, será considerado o caso da instalação em paralelo de dois ventiladores centrífugos iguais, cujas curvas características apresentam um ramo instável (Fig. 11.2). Para a análise, será considerada a curva característica da variação da diferença de pressão estática em função da vazão, $\mathbf{\Delta p_{est} = f\,(Q)}$, combinada com a curva característica de um sistema de ventilação, sem diferença de nível e de pressão em suas extremidades, em que se despreza o termo referente à pressão dinâmica.

O sistema poderá ter uma curva mais ou menos íngreme, dependendo da perda de carga maior ou menor através da sua canalização, ou seja, do valor maior ou menor da característica K″ na equação (9.18).

Se, por exemplo (Fig. 11.2), o sistema possuir uma curva característica do tipo **I**, o ponto de funcionamento da associação em paralelo será **1**, enquanto o funcionamento de apenas um dos ventiladores no mesmo sistema será no ponto **2**. Se, no entanto, o sistema tiver como característica uma curva do tipo **II**, mais inclinada que a anterior, o funcionamento de um dos ventiladores, sozinho, acontecerá no ponto **3**, com uma pressão de saída superior à pressão correspondente à vazão nula. Neste caso, se o segundo ventilador estiver funcionando com a sua boca de descarga fechada, se esta for aberta, não terá pressão suficiente para superar a desenvolvida pelo primeiro e não contribuirá para o aumento da vazão de ar através do sistema. Pelo contrário, caso não exista uma válvula de retenção em sua saída, poderá inclusive haver um retorno de ar proveniente do primeiro ventilador. O problema poderá ser superado, por exemplo, pela partida simultânea dos dois ventiladores.

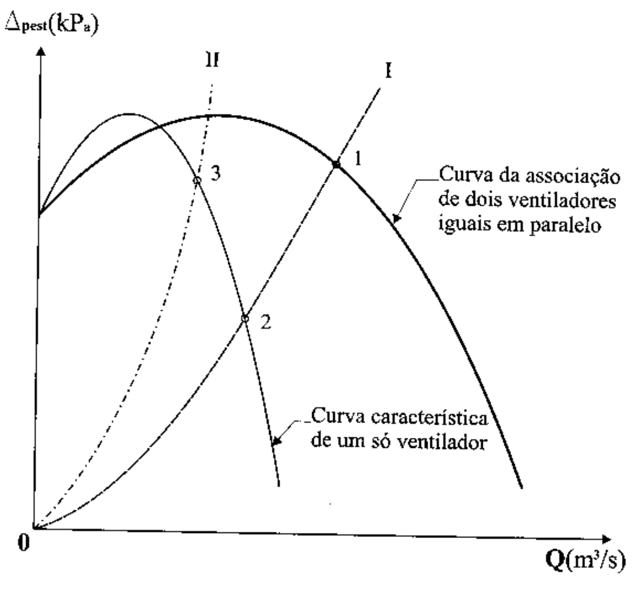


Fig. 11.2 Associação em paralelo de dois ventiladores iguais com curvas características que apresentam ramo instável.

O segundo caso a relatar é o de uma bomba centrífuga com **curva característica instável** (*unstable head-capacity characteristic curve*), que é interceptada pela curva **I** do sistema (bastante achatada) em dois possíveis pontos de funcionamento, o ponto **1** e o ponto **2** (Fig. 11.3). Se estes pontos se encontrarem muito próximos, qualquer perturbação no sistema poderá acarretar a mudança de um ponto para outro, dando origem a alterações bruscas na operação da bomba e a pulsação de vazão. Além disso, se a altura total de elevação desenvolvida pela bomba em vazio (**Q = 0**) for inferior ao desnível geométrico, $\mathbf{H_{GI}}$, do sistema a sua partida, com a canalização de recalque cheia, não fornecerá vazão ao sistema, uma vez que a energia fornecida pela bomba é inferior à requerida pelo sistema.

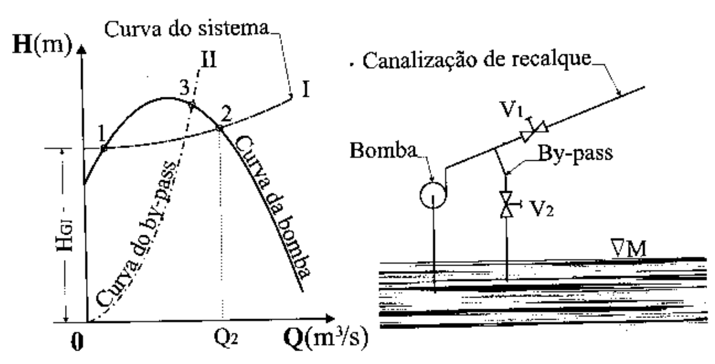


Fig. 11.3 Curva característica e esquema de instalação de bomba centrífuga que apresenta ramo instável.

Para a solução deste problema, Quintela[1] propõe a utilização de um **desvio** (*by-pass*), construído com uma tubulação de pequeno diâmetro, de maneira a criar uma elevada perda de carga, mesmo para pequenas vazões. Se a característica deste desvio assumir a forma de uma curva do tipo **II**, com desnível geométrico igual a zero a partir da formação do sifão, quando a válvula $\mathbf{V_1}$ da canalização principal estiver fechada e a válvula $\mathbf{V_2}$ do desvio, aberta, na partida da bomba, o funcionamento do sistema corresponderá ao ponto **3**. Em seguida, fechando gradativamente a válvula $\mathbf{V_2}$ e abrindo simultaneamente a vál-

[1] QUINTELA, A. C., *Hidráulica*.

vula $\mathbf{V_1}$, o ponto de funcionamento deslocar-se-á de **3** para **2**, permitindo o recalque da vazão $\mathbf{Q_2}$ requerida pelo sistema de bombeamento.

11.3 Influência da viscosidade do fluido em bombas

As curvas características de uma bomba, normalmente, são obtidas nos bancos de ensaio de laboratórios, tendo a água como líquido de trabalho. Estas curvas, no entanto, sofrem alterações significativas quando a máquina é colocada a operar com um líquido mais viscoso.

Para determinar as características da bomba nesta nova situação, tomam-se como base os resultados das experiências de Stepanoff,[2] que, através de ensaios com bombas trabalhando no seu ponto de rendimento máximo, com fluidos de viscosidade diferente, concluiu que a velocidade de rotação específica permanecia inalterada. Isto permite escrever, de acordo com a equação (5.37), para o ponto nominal e velocidade de rotação constante:

$$\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{Q_v^{1/2}}{H_v^{3/4}} = \frac{n_q}{n} = \text{constante} \tag{11.1}$$

onde:
Q = vazão da bomba operando com água;
Q_v = vazão da bomba operando com líquido viscoso;
H = altura de elevação da bomba operando com água;
H_v = altura de elevação da bomba operando com líquido viscoso;
n_q = velocidade de rotação específica da bomba;
n = velocidade de rotação da bomba.

Da equação (11.1), chega-se a:

$$\frac{Q}{Q_v} = \left(\frac{H}{H_v}\right)^{3/2} \tag{11.2}$$

Uma vez conhecidos os valores da altura de elevação, da vazão e do rendimento total para a bomba funcionando com água, pode-se de-

[2] STEPANOFF, A. J., *Centrifugal and axial pumps.*

terminar os valores correspondentes à sua operação com um líquido mais viscoso, fazendo uso de um fator de correção para a altura de elevação, $\mathbf{C_H}$, outro para o rendimento, $\mathbf{C_\eta}$, e aplicando a equação (11.2).

Os fatores de correção, $\mathbf{C_H}$ e $\mathbf{C_\eta}$, podem ser obtidos a partir de ensaios como os representados no diagrama do Hydraulic Institute,[3] representado na Fig. 11.4. O uso deste diagrama deve limitar-se a bombas centrífugas convencionais (não deve ser empregado para bombas axiais e de fluxo misto), operando com fluidos newtonianos (não deve ser usado para lodo, gelatina, polpa, etc.) e dentro da faixa de valores representada no gráfico.

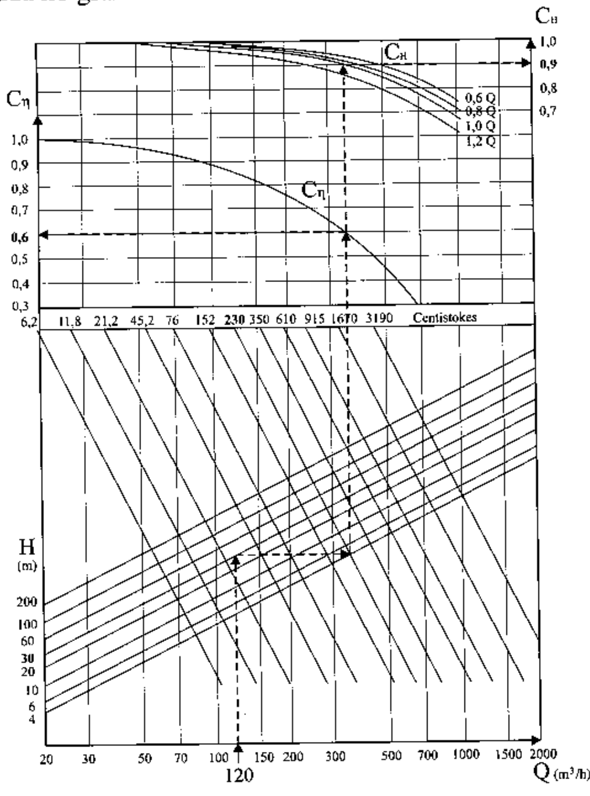


Fig. 11.4 Fatores de correção da altura, C_H, e do rendimento, C_η, para fluidos de viscosidade diferentes (Fonte: Hydraulic Institute).

---

[3] HYDRAULIC INSTITUTE., *Hydraulic Institute standards.*

Como os ensaios normalmente são realizados para o ponto de rendimento máximo e a equação (11.2) foi determinada para esta condição, procura-se fazer os cálculos para as vazões correspondentes a este ponto e aos valores próximos. O diagrama da Fig. 11.4 indica os valores: **0,6 Q**; **0,8 Q**; **1,0 Q** (vazão nominal) e **1,2 Q**.

O procedimento recomendado deve seguir os seguintes passos:

1. Na curva da bomba operando com água, determinar o valor do rendimento, da altura de elevação e da vazão correspondentes ao ponto nominal (1,0 Q);

2. A partir do valor desta vazão, levantar uma perpendicular ao eixo das abcissas até encontrar a reta inclinada correspondente à altura de elevação determinada no passo **1**;

3. Deste ponto traçar uma reta horizontal até chegar à linha da viscosidade cinemática do líquido a ser bombeado;

4. Do ponto de encontro com a linha da viscosidade, levantar outra reta vertical que cortará a curva $\mathbf{C_\eta = f\,(Q)}$ e a curva $\mathbf{C_H = f\,(Q)}$ correspondente a **1,0 Q** (vazão nominal); nas ordenadas do diagrama serão lidos os valores de $\mathbf{C_\eta}$ e de $\mathbf{C_H}$, correspondentes a estes pontos de corte.

5. Calcular a altura de elevação da bomba trabalhando com o líquido viscoso, utilizando o fator de correção $\mathbf{C_H}$ obtido no passo 4, por meio da relação:

$$H_v = C_H \; H \tag{11.3}$$

6. Pela equação (11.2), a vazão de líquido viscoso bombeado será:

$$Q_v = Q \left(\frac{H_v}{H} \right)^{3/2}$$

7. Calcular o rendimento total da bomba funcionando com o líquido viscoso, η_{tv}, a partir do rendimento total da bomba operando com água, η_t, usando o fator de correção $\mathbf{C_\eta}$ determinado no passo 4, através da relação:

$$\eta_{tv} = C_\eta \; \eta_t \tag{11.4}$$

8. Calcular a potência necessária ao acionamento da bomba operando com líquido viscoso por meio da equação (4.33), ou seja:

$$P_{ev} = \frac{\gamma_v \; H_v \; Q_v}{75 \; \eta_{tv}} \tag{11.5}$$

onde:
P_{ev} = potência exigida no eixo da bomba para recalcar o líquido viscoso, em CV;
γ_v = peso específico do líquido viscoso, em kgf/m³.

O exemplo ilustrado na Fig. 11.4 considera (linha tracejada) o caso de uma bomba centrífuga que será posta a operar com óleo de viscosidade cinemática ν = **230 cSt** e peso específico **γ = 900 kgf/m³**. Com os valores obtidos para os fatores de correção (**C_H = 0,90** e **C_η = 0,60**) e aplicando as equações (11.2), (11.3), (11.4) e (11.5) aos valores nominais, **H = 30 m**, **Q = 120 m³/h**, **P_e = 17,1 CV** e **η_t = 78%**, da bomba funcionando com água, chega-se, neste exemplo, aos seguintes valores para esta mesma bomba operando com o óleo considerado: **H_v = 27,0 m**, **Q_v = 102,5 m³/h**, **η_{tv} = 46,8%** e **P_{ev} = 19,7 CV**.

Como referenciais, para comparação, citam-se os seguintes valores para o **coeficiente de viscosidade cinemática** (*kinematic viscosity*):
- água a 16°C (γ = 1000 kgf/m³): ν = **1,13 cSt**;
- ar a 20°C e 1,0333 kgf/cm² (γ = 1,2 kgf/m³): ν = **15,1 cSt**;
- gasolina a 16°C (γ = 700 kgf/m³): ν = **0,88 cSt**;
- óleo de soja a 38°C (γ = 950 kgf/m³): ν = **35 cSt**;
- óleo hidráulico a 38°C (γ = 1160 kgf/m³): ν = **50 cSt**;
- óleo lubrificante SAE 40 a 38°C (γ = 900 kgf/m³): ν = **200 cSt**;
- óleo de transmissão SAE 90 a 38°C (γ = 900 kgf/m³): ν = **320 cSt**;
- óleo combustível n. 6 a 50°C (γ = 900 kgf/m³): ν = **660 cSt**;
- leite condensado (γ = 1300 kgf/m³): ν = **7700 cSt**.

O coeficiente de viscosidade cinemática, ν, em centistokes (cSt), pode ser obtido a partir do **coeficiente de viscosidade absoluta** (*absolute viscosity*), μ, em centipoises (cP), pela relação:

$$\nu\,(cSt) = 10^3 \,\frac{\mu\,(cP)}{\rho} \qquad (11.6)$$

onde:

ρ = massa específica do fluido na temperatura de medida da viscosidade, em kg/m^3;

1 cSt = 10^{-6} m^2/s;

1 cP = 10^{-3} Pa.s.

O procedimento descrito é repetido para as vazões correspondentes a **0,6 Q**, **0,8 Q** e **1,2 Q**, obtendo-se, desta maneira, valores que permitem a determinação de quatro pontos das curvas características, $\mathbf{H_v = f\,(Q)}$, η_{tv} **= f (Q)** e $\mathbf{P_{ev} = f\,(Q)}$, da bomba funcionando com líquido viscoso (Fig. 11.5).

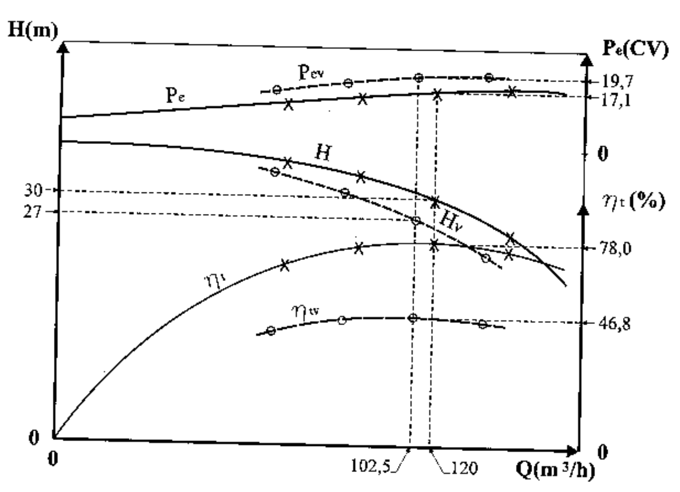


Fig. 11.5 Curvas características de uma bomba centrífuga funcionando com água (linhas cheias) e funcionando com um líquido de viscosidade maior (linhas tracejadas), representando os valores utilizados no exemplo anterior.

A Fig. 11.5 permite concluir que a operação com fluido viscoso provoca uma modificação nas curvas características das bombas se comparadas com as obtidas para água, ocorrendo uma caída das curvas de altura de elevação e rendimento total, convergindo para o ponto corres-

pondente à vazão nula, e um deslocamento para cima da curva de potência no eixo, tornando-a praticamente paralela à curva para água. Esta elevação da curva de potência, mesmo com a redução da altura de elevação e da vazão para a bomba operando com líquido viscoso, explica-se pela grande redução do rendimento total, provocada, principalmente, pelo aumento significativo das perdas por atrito de disco.

11.4 Efeito da compressibilidade nos turbocompressores

Embora alguns fabricantes denominem **ventiladores** (*fans*) de máquinas de fluxo geradoras que movimentam gases, vencendo diferenças de pressão total até **40 kPa** (4000 mmCA), a maioria dos autores concorda com Jorgensen,[4] que, baseado nas recomendações da American Society of Mechanical Engineers (ASME), estipula como limite superior desta categoria de máquinas uma diferença de pressão total da ordem de **10 kPa** (1000 mmCA), o que corresponde a um incremento de aproximadamente **7%** na massa específica dos gases numa compressão isentrópica. Acima deste limite já deve ser levado em conta o efeito da compressibilidade dos gases e as máquinas passam a ser designadas de **turbocompressores** (*turbocompressors*). Também é usual a denominação de **sopradores** (*blowers*) para compressores que trabalham na faixa de diferença de pressão total que vai de **10 kPa** (1000 mmCA) a **300 kPa** (3000 mmCA).

Para o cálculo do salto energético específico, **Y**, apresentado pelo fluido entre a admissão e a descarga de um turbocompressor ou num de seus estágios (turbocompressor multicelular), poderá ser utilizada a expressão do trabalho de compressão isentrópica (1.19) deduzida no Capítulo 1:

$$Y = \frac{k}{k-1} R \, T_a \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \left(\frac{Z_a + Z_d}{2} \right)$$

Como a transformação de energia mecânica em energia do fluido é impossível realizar-se sem perdas, que transformam parte da energia

---

[4] JORGENSEN, R., *Fan engineering*.

mecânica em calor, a temperatura real na descarga de um turbocompressor sem refrigeração (isolado termicamente) é superior à calculada para uma transformação isentrópica (Eq. 1.15). Para o seu cálculo, deve ser levado em consideração o rendimento interno da máquina, definido pela equação (4.24), chegando-se a:

$$t_d = t_a + \frac{t_{ds} - t_a}{\eta_i} \tag{11.7}$$

onde:

t_d = temperatura real do gás na descarga do turbocompressor, em °C;
t_{ds} = temperatura do gás na descarga do turbocompressor, considerando uma compressão isentrópica, em °C;
t_a = temperatura do gás na admissão do turbocompressor, em °C;
η_i = rendimento interno do turbocompressor, adimensional.

Convém salientar que, num processo real, tanto o calor específico, $\mathbf{C_p}$, como o expoente isentrópico, **k**, variam em função da composição química e da temperatura do gás, sendo calculados, normalmente, para um valor médio entre as temperaturas de admissão e descarga.

Também é importante ressaltar que, numa compressão sem refrigeração intermediária, o calor gerado pelas perdas faz com que o trabalho real de compressão politrópica seja superior ao de uma compressão isentrópica e implica em que o expoente **n** da compressão politrópica seja também maior do que o expoente **k** da compressão adiabática.

Neste caso, recomenda-se a substituição de **k** por **n** na equação (1.19) reproduzida no início deste tópico, ou utilizar a mesma equação, levando em consideração as perdas por meio do rendimento interno, η_i. O expoente politrópico, o expoente isentrópico e o rendimento interno podem ser correlacionados pela relação proposta por Kováts & Desmur:[5]

$$\eta_i = \frac{1 - \frac{1}{k}}{1 - \frac{1}{n}} \tag{11.8}$$

[5] KOVÁTS, A. & DESMUR, G., *Pompes, ventilateurs, compresseurs.*

Vê-se, por esta equação, que o rendimento interno do turbocompressor indica quanto o processo ideal afasta-se do processo real de compressão de um gás.

Para o dimensionamento do rotor de um turbocompressor, pode-se valer, então, da equação fundamental para máquinas de fluxo geradoras (3.20), adotando:

$$Y_{pá\infty} = \frac{Y}{\eta_i \ \mu} \qquad (11.9)$$

onde :

$Y_{pá\infty}$ = trabalho específico intercambiado no rotor suposto com número infinito de pás, em J/kg;

Y = salto energético específico do turbocompressor, calculado pela equação (1.19), em J/kg;

η_i = rendimento interno do turbocompressor, calculado pela (4.24), adimensional;

μ = fator de deficiência de potência, adimensional.

Conforme se pode concluir da análise anterior, o rendimento interno empregado no cálculo das máquinas de fluxo que trabalham com fluidos compressíveis distingue-se do utilizado nas máquinas que operam com fluidos incompressíveis por excluir o rendimento volumétrico. Ou seja, ele se aproxima do rendimento hidráulico estabelecido para estas últimas, englobando o rendimento por atrito de disco.

Para o cálculo da área de passagem da corrente fluida na entrada do rotor, pode-se escrever, com base na equação da continuidade (1.22):

$$A_4 = \frac{\dot{m}_r}{\rho_a \ c_{m4}} \qquad (11.10)$$

onde:

A_4 = área da seção de entrada do rotor, em m^2;

$\dot{m}_r$ = fluxo mássico de gás aspirado pelo rotor, em kg/s;

ρ_a = massa específica do gás a ser aspirado, em kg/m^3;

c_{m4} = velocidade meridiana na seção de entrada do rotor, em m/s.

Conhecidos os dados termodinâmicos do ar aspirado pelo primeiro estágio de um turbocompressor (compressor multicelular), a variação da massa específica neste estágio determina a seção de entrada no estágio seguinte. Esta variação, segundo Aicher,[6] pode ser calculada pela expressão:

$$\frac{\rho_d}{\rho_a} = \left[\frac{Y\,(n-1)}{T_a\, R\, Z_a\, n} + 1 \right]^{\frac{1}{n-1}} \qquad (11.11)$$

onde:

ρ_d = massa específica do gás na descarga do turbocompressor ou na saída de um de seus estágios, em kg/s;
T_a = temperatura absoluta do gás aspirado, em K;
R = constante do gás, em J/kg K;
Z_a = fator de compressibilidade na admissão do compressor, adimensional.

O expoente politrópico, **n**, da equação (11.11) pode ser determinado em função do expoente isentrópico, **k**, e do rendimento interno, η_i, pela equação (11.8).

O rendimento total de um turbocompressor de vários estágios (multicelular), será calculado como o rendimento da associação em série dos rotores que o compõe (Eq. 10.8) e a potência consumida no seu eixo, pela equação:

$$P_e = \frac{\dot{m}_r\, Y}{\eta_i\, \eta_m} = \frac{\dot{m}_r\, Y}{\eta_t} \qquad (11.12)$$

onde:

P_e = potência consumida pelo turbocompressor, em W;
η_m = rendimento mecânico do turbocompressor, adimensional;
η_t = rendimento total do turbocompressor, adimensional.

---

[6] AICHER, W. & SCHNYDER, S., *Modernización de turbocompressores.*

O campo de aplicação dos turbocompressores abrange a produção, compressão e liquefação de gases industriais, a alimentação de turbinas a gás estacionárias ou de aviação, a turboalimentação de motores de combustão alternativos, o transporte de gases a grandes distâncias através de gasodutos, a acumulação de energia em reservatórios sob pressão, etc.

A gama de vazões dos **turbocompressores radiais ou centrífugos** (*centrifugal turbocompressors*) vai de 2000 a 100000 m^3/h e a sua pressão de descarga pode atingir valores superiores a 60000 kPa (600 bar).

Os **turbocompressores axiais** (*axial turbocompressors*) apresentam vantagens industriais já a partir de 50000 m^3/h, podendo chegar a 1500000 m^3/h, com diferenças de pressão superiores a 1000 kPa (10 bar), atingindo potências da ordem de 100 MW.

Como a pressão desenvolvida é muito mais elevada que a dos ventiladores e sopradores, as **curvas características dos turbocompressores** (*turbocompressors characteristics curves*) são expressas em função da relação de pressão total entre a descarga e a admissão, conforme se pode observar no diagrama topográfico da Fig. 11.6.

Nestes gráficos, costuma-se representar a curva que limita a região operacional de **surgimento da instabilidade** (*surge limit*) e, conseqüentemente, a vazão mínima permitida para cada velocidade de rotação do turbocompressor e, às vezes, também a curva que estabelece o **limite sônico** (*sonic limit* ou *stonewall limit*), ou, a vazão máxima que o turbocompressor pode desenvolver, para uma determinada velocidade de rotação, sem risco de choque sônico. Para **turboalimentadores de automóveis** (*turbochargers for internal combustion engines*), segundo Macinnes[7] esta vazão corresponde à metade da pressão de descarga do ponto limite de instabilidade.

[7] MACINNES, H., *Turbochargers.*

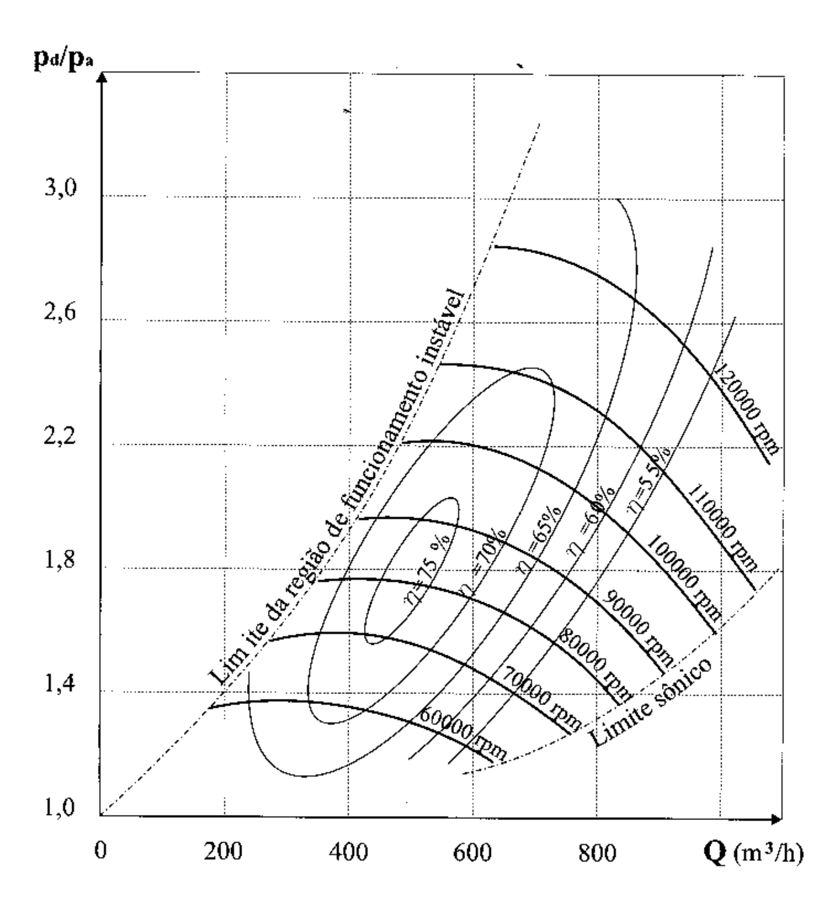


Fig. 11.6 Curvas características de um turbocompressor.

12
Cálculo de Rotores Radiais

Neste capítulo, é analisada a influência de alguns parâmetros construtivos no projeto do rotor que é o elemento mais importante no processo de transformação de energia em uma máquina de fluxo. O rotor não só define a quantidade de energia intercambiada na máquina e a predominância de uma forma de energia sobre outra (por exemplo, de energia de pressão sobre a de velocidade) como determina o seu comportamento para diferentes regimes de operação, por meio das curvas características.

A proposta de um roteiro para o **cálculo de rotores radiais** (*design of radial impellers*) pela teoria clássica não pretende reduzir o projeto a uma simples e única receita de bolo. Modernos procedimentos de aplicação do cálculo numérico do fluxo em rotores permitem resultados bastante rápidos e precisos, substituindo inclusive os ensaios de laboratório por simulação por meio de computadores. Mesmo estes sofisticados métodos não conduzem a uma única e universalmente aceita solução para o projeto de máquinas de fluxo. Além disto, os custos de fabricação e a utilização pretendida para a máquina, mais do que a sofisticação tecnológica, muitas vezes, são fatores preponderantes para a escolha do método de cálculo a ser empregado.

O objetivo é mostrar, de uma forma simples e didática, como os conceitos teóricos até agora abordados e os parâmetros indicados por diversos especialistas no assunto podem ser reunidos de maneira a constituir um referencial básico e de fácil aplicação para o projeto de uma máquina de fluxo radial.

12.1 Influência da forma da pá

A **forma da pá do rotor** (*impeller blade shape*) de uma máquina de fluxo é caracterizada pelos seus ângulos de entrada e saída, respecti-

vamente, β_4 e β_5. Como estes ângulos influem na construção dos triângulos de velocidade, pela análise da equação fundamental conclui-se que a forma das pás têm íntima vinculação com a quantidade de energia intercambiada entre fluido e rotor.

O valor do ângulo β_4, deve ser determinado pela **condição de entrada sem choque** (*shockless entrance condition*). Ou seja, a direção da pá na entrada do rotor deve coincidir com a direção de velocidade relativa, $\mathbf{w}_4$, da corrente fluida, para que não ocorram perdas por descolamento e turbulência.

Buscando esta condição, vê-se que a inclinação das pás do rotor é conseqüência da direção com que chega ao rotor a velocidade absoluta do fluido, $\mathbf{c}_4$, ou seja, do ângulo, α_4, formado pela direção da velocidade absoluta com a direção da velocidade tangencial, $\mathbf{u}_4$. Pelo triângulo de velocidades pode-se analisar as três alternativas possíveis e as suas conseqüências sobre a energia intercambiada no rotor.

Para as máquinas de fluxo geradoras radiais (fluxo centrífugo), α_4 = **90°** (triângulo em linha contínua na Fig. 12.1) é a alternativa mais usual e, certamente, a de menor custo, porque corresponde à inexistência de sistema diretor na entrada da máquina. O fluido penetra no rotor sem a componente de giro da velocidade absoluta ($c_{u4} = 0$) e a equação fundamental (3.20) assume a sua forma simplificada (3.29), concluindo-se que a energia teoricamente fornecida pelo rotor ao fluido aumenta em decorrência do desaparecimento do termo subtrativo da equação. O triângulo de velocidades na entrada do rotor torna-se retângulo (Fig. 12.1) e o ângulo β_4 pode ser calculado pela equação:

$$\beta_4 = \text{arc tg } \frac{c_4}{u_4} \qquad (12.1)$$

Uma vantagem adicional apresentada por α_4 **= 90°** é que a velocidade absoluta será mínima para uma vazão determinada, diminuindo a depressão na entrada do rotor e, conseqüentemente, o risco de cavitação para o caso das bombas.

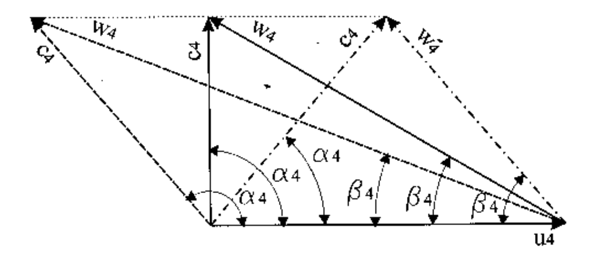


Fig. 12.1 Triângulos de velocidades na entrada de rotor radial para diferentes valores do ângulo α_4.

O ângulo α_4 = **90°** não é usado para máquinas de fluxo motoras radiais, já que anularia o termo positivo da equação (3.27). Para este tipo de máquina, α_4 < **90°** (triângulo em linha traço/ponto na Fig. 12.1), definido pela direção de pás diretrizes de inclinação variável instaladas antes do rotor e que fazem parte do sistema de regulação da turbina. Para turbinas hidráulicas do tipo Francis, operando no ponto de projeto, segundo Macintyre,[1] o ângulo α_4 deve ficar compreendido entre **15** e **55°**, sendo tanto maior quanto maior for a velocidade de rotação específica da máquina. Enquanto, para turbinas de fluxo cruzado do tipo Michell-Banki, Lucio[2] indica valores situados entre **14** e **18°**.

Para geradores de fluxo radiais, α_4 < **90°** apresenta desvantagens, pois a presença de um sistema diretor, antecedendo o rotor, além de encarecer os custos de fabricação, conduz à diminuição da energia teoricamente fornecida pelo rotor ($c_{u4} > 0$, na equação 3.20) e a perdas adicionais na passagem do fluido através das pás diretrizes.

Já, o ângulo α_4 > **90°** (triângulo em linha tracejada na Fig. 12.1) teoricamente poderia ser vantajoso para geradores de fluxo, porque um valor negativo da componente tangencial da velocidade absoluta ($c_{u4} < 0$) tornaria positivo o termo negativo da equação (3.20), aumentando, desta maneira, a energia cedida pelo rotor ao fluido. Entretanto, este aumento poderá não acontecer para a energia realmente cedida, **Y**, por causa das perdas nas pás diretrizes e pelo estrangulamento provocado na entrada do rotor pelo valor menor do ângulo β_4. O ângulo α_4 > **90°**, conforme já mencionado, não é recomendado para máquinas de fluxo motoras radiais.

---

1 MACINTYRE, A. J., *Bombas e instalações de bombeamento.*

2 LUCIO., *Pesquisa e desenvolvimento tecnológico.*

Embora implique num aumento dos custos de fabricação e apresente as desvantagens já mencionadas, a presença de um sistema diretor com pás de inclinação regulável na entrada do rotor pode ser justificada, por exemplo, quando se quer ampliar o campo de funcionamento de ventiladores centrífugos. Neste caso, pela atuação do sistema de regulação, reduz-se as perdas por choque para vazões diferentes da nominal, utilizando-se valores de $\alpha_4 \neq 90°$.

Buscando, então, satisfazer a condição de entrada sem choque, as pesquisas experimentais mostram que o ângulo de entrada, β_4, não deve ser tomado menor que **15°** para geradores radiais, sendo usual a faixa de **15** a **20°** para bombas e até o dobro destes valores para ventiladores.

Para turbinas Francis, Macintyre[3] indica valores de **45** a **135°** para β_4, os menores valores correspondendo às turbinas rápidas (grande n_{qA}) e os maiores, às turbinas lentas (pequena n_{qA}). Pfleiderer & Petermann,[4] entretanto, recomendam não ultrapassar $\beta_4 = 90°$ mesmo para alturas de queda elevadas (Fig. 12.2). Segundo Lucio,[5] o melhor rendimento para as turbinas Michell-Banki é alcançado para $\beta_4 = 180° - 2\ \alpha_4$.

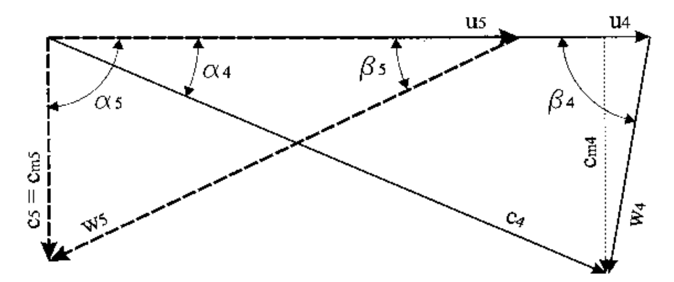


Fig. 12.2 Triângulos de velocidades para a entrada e a saída de uma turbina hidráulica do tipo Francis.

Sabendo que a direção das pás na entrada do rotor deve coincidir com a direção da velocidade relativa da corrente fluida que penetra no rotor, w_4, para satisfazer à condição de entrada sem choque, faz-se, então, a pergunta: o ângulo β_5, de inclinação das pás na saída do rotor, deve ser menor, igual ou maior do que **90°**?

---

3 MACINTYRE, A. J., *Bombas e instalações de bombeamento.*

4 PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo.*

5 LUCIO FILHO, G.T., *Pesquisa e desenvolvimento tecnológico.*

No caso de turbinas hidráulicas do tipo Francis, o valor do ângulo β_5 influi sobre as perdas hidráulicas (aumentam para ângulos pequenos) e sobre o risco de cavitação (cresce com o aumento do ângulo). Seu valor costuma variar entre **15** e **45°**, os valores maiores correspondendo aos rotores lentos (pequena n_{qA}), buscando satisfazer à condição de saída $\alpha_5 = \mathbf{90°}$ ($c_{u5} = 0$) para o ponto de projeto.

Um ângulo de saída α_5, da velocidade absoluta da corrente fluida, igual a **90°**, elimina o termo subtrativo da equação (3.27), reduzindo-a à expressão (3.28) e contribui para o aumento do aproveitamento energético do rotor. O triângulo de velocidades de saída torna-se retângulo (Fig. 12.2) o que, além de reduzir as perdas por velocidade de saída (valor mínimo de $\mathbf{c}_5$), altera a trajetória do fluido que sai do rotor, passando de helicoidal para axial pela inexistência da componente de giro, $\mathbf{c}_{u5}$, e diminuindo, desta maneira, o atrito do fluido com as paredes do tubo de sucção.

Para turbinas hidráulicas Michell-Banki (dupla passagem pelo rotor), é usual adotar-se $\beta_5 = \mathbf{90°}$ para a saída da primeira passagem do fluxo através do rotor e $\beta_5 < \mathbf{90°}$ para a saída da segunda passagem.

No caso das máquinas de fluxo geradoras radiais, uma análise da forma dos canais por onde passa o fluido para os diferentes ângulos construtivos das pás na saída do rotor, mantendo-se invariável o ângulo de entrada, pode ajudar a entender o processo de transformação de energia e a adequação da máquina para uma aplicação ou outra. É o que se procura fazer com o auxílio da Fig. 12.3, onde se encontram representados os canais correspondentes a rotores com $\beta_5 < \mathbf{90°}$ (pás curvadas para trás), $\beta_5 = \mathbf{90°}$ (pás de saída radial) e $\beta_5 > \mathbf{90°}$ (pás curvadas para frente) e a retificação deles, traçando perpendicular e simetricamente à linha média retificada, segmentos proporcionais à seção do canal.

Esta representação indica que ângulos $\beta_5 < \mathbf{90°}$ correspondem a difusores (escoamento da direita para a esquerda nos canais retificados) mais compridos e que se alargam gradualmente, conduzindo a menores perdas hidráulicas no escoamento do fluido real, já que são evitados os descolamentos da corrente fluida das paredes, mesmo com um aumento das perdas por atrito devido ao maior comprimento dos canais. Isto explica o maior rendimento dos geradores de fluxo com pás curvadas para trás.

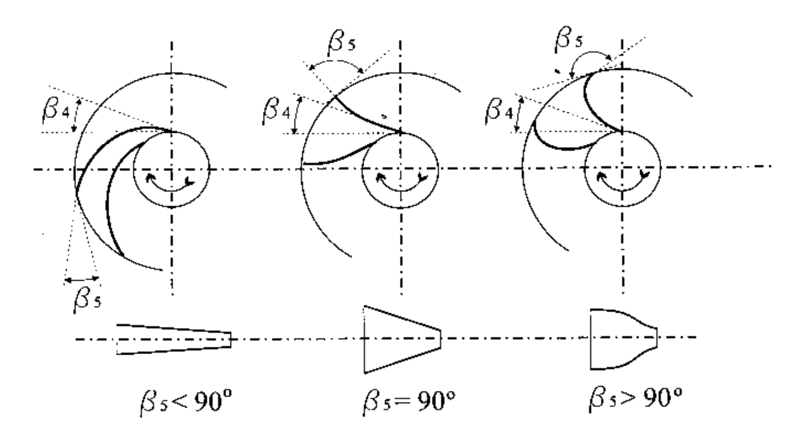


Fig. 12.3 Diferentes formas do canal entre pás do rotor correspondendo a diferentes valores do ângulo β_5 de inclinação das pás.

Os ângulos $\beta_5 \geq$ **90°** (correspondentes a $\beta_4 \geq 90°$ para turbinas) conduzem a formas de canais mais indicados para um fluxo centrípeto (escoamento da esquerda para a direita nos canais retificados) como ocorre nos rotores de turbinas hidráulicas, onde um estreitamento abrupto pode significar uma melhoria do rendimento pela redução das perdas por atrito, em virtude da redução do comprimento dos canais, neste caso, injetores e não difusores.

Também importante para a presente análise é estudar a influência do ângulo β_5 sobre o aspecto quantitativo (salto energético específico ideal, $Y_{pá\infty}$) e qualitativo (grau de reação teórico, $\rho_{t\infty}$) da energia intercambiada no rotor de uma máquina de fluxo geradora radial.

Com este objetivo, considera-se (Fig. 12.4) a representação esquemática de um rotor em que todos os parâmetros construtivos permaneçam constantes, exceto o ângulo β_5, para o qual $\alpha_4 = \mathbf{90°}$ e $\mathbf{c_{m4} = c_{m5} = cte}$. Neste caso, pode-se utilizar para a análise a equação fundamental simplificada (3.29):

$$Y_{pá\infty} = Y_{est} + Y_{din} = u_5 \, c_{u5}$$

parcela em pressão no difusor (sistema diretor de saída), normalmente, com perdas consideráveis, para reduzir a velocidade na descarga do gerador de fluxo a valores aceitáveis. Estas ocorrências conduzirão a uma diminuição do rendimento da máquina.

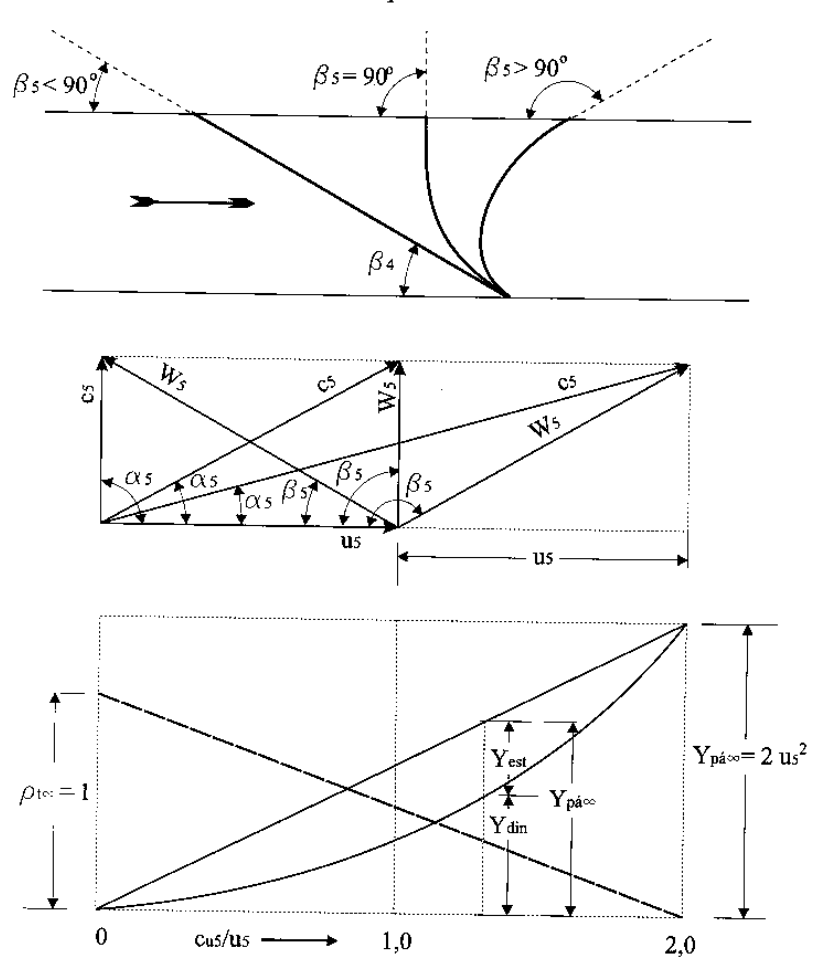


Fig. 12.4 Triângulos de velocidades e diagrama de variação da energia e do grau de reação teórico para diferentes valores do ângulo de inclinação das pás na saída do rotor.

O próximo passo será aplicar as equações (3.29), (12.4) e (12.5) a rotores com diferentes ângulos de inclinação das pás na saída.

Para $\beta_5 < 90°$ $\therefore$ $c_{u5} = 0$ $\therefore$ $c_{u5}/u_5 = 0$, tem-se:

$$Y_{pá\infty} = u_5 \cdot 0 = 0$$

$$Y_{din} = Y_{est} = 0$$

$$\rho_{t\infty} = 1 - 0 = 1$$

Para $\beta_5 = 90°$ $\therefore$ $c_{u5} = u_5$ $\therefore$ $c_{u5}/u_5 = 1$, chega-se a:

$$Y_{pá\infty} = u_5 \cdot u_5 = u_5^2$$

$$Y_{din} = \frac{u_5^2}{2} = \frac{Y_{pá\infty}}{2} = Y_{est}$$

$$\rho_{t\infty} = 1 - \frac{1}{2} = 0,5$$

Para $\beta_5 > 90°$, impondo-se $c_{u5} = 2\ u_5$ $\therefore$ $c_{u5}/u_5 = 2$, obtém-se:

$$Y_{pá\infty} = u_5 \cdot 2 \cdot u_5 = 2\ u_5^2$$

$$Y_{din} = \frac{4 \cdot u_5^2}{2} = 2\ u_5^2 = Y_{pá\infty} \quad \therefore \quad Y_{est} = 0$$

$$\rho_{t\infty} = 1 - 1 = 0$$

À primeira vista, pelo exame dos diagramas da Fig. 12.4, parece ser mais vantajosa a utilização de maiores valores para a relação c_{u5}/u_5. Mas esta vantagem ocorre até um certo limite, porque o fluido em escoamento não consegue acompanhar as superfícies fortemente curvadas e descola das paredes, provocando redemoinhos com núcleos de baixa pressão, o que , no caso de líquidos, pode ter como conseqüência cavitação localizada. Além disso, valores elevados do módulo do vetor velocidade absoluta de saída, c_5, exigem a transformação de uma grande

Por essa equação vê-se que o salto energético ideal depende apenas da velocidade tangencial, $\mathbf{u_5}$, e da componente tangencial da velocidade absoluta, $\mathbf{c_{u5}}$, aumentando com o aumento delas. Por outro lado, a proporção de energia mecânica contida nas pás do rotor a ser transformada em energia de pressão estática ou energia de velocidade (energia de pressão dinâmica) será determinada pela relação $\mathbf{c_{u5}/u_5}$, conforme demonstrar-se-á a seguir. Para tanto, embora os valores desta relação possam variar entre limites bastante amplos, será utilizada a faixa compreendida entre **0** e **2**.

Partindo da equação (3.32) que define o grau de reação teórico, pode-se escrever para um rotor com número infinito de pás:

$$\rho_{t\infty} = 1 - \frac{Y_{din}}{Y_{pá\infty}} \tag{12.2}$$

onde:

$$Y_{din} = \frac{c_5^2 - c_4^2}{2} \tag{12.3}$$

Pelo triângulo de velocidades:

$c_5^2 = c_{m5}^2 + c_{u5}^2$ e, neste caso particular, $c_4 = c_{m4} = c_{m5}$.

Substituindo estes valores na equação (12.3), vem:

$$Y_{din} = \frac{c_{m5}^2 + c_{u5}^2 - c_{m5}^2}{2} = \frac{c_{u5}^2}{2} \tag{12.4}$$

Levando as equações (12.4) e (3.29) na equação (12.2), chega-se a:

$$\rho_{t\infty} = 1 - \frac{c_{u5}^2}{2\ u_5\ c_{u5}} = 1 - \frac{c_{u5}}{2\ u_5} \tag{12.5}$$

Isto explica porque quase todas as bombas são construídas com **pás curvadas para trás** (*backward curved tip*), utilizando-se, na prática, ângulos β_5 na faixa de **14** a **50°**, recomendando-se, ainda, como mais favorável a gama de valores compreendidos entre **20** e **30°**.

Para o caso de máquinas que operam com fluidos gasosos, pode-se utilizar relações $\mathbf{c_{u5}/u_5}$ mais elevadas, inclusive maiores do que **1**, mas os rendimentos são inferiores aos obtidos para rotores construídos com pás curvadas para trás, que podem alcançar valores da ordem de **86%** ou até mais, como acontece em ventiladores com pás em forma de **perfil aerodinâmico** (*airfoil*).

Ventiladores de média e alta pressão (1,5 a 10 kPa) geralmente são projetados com pás moderadamente curvadas para trás, com $\beta_5 = \mathbf{40}$ a **60°**, podendo chegar a $\beta_5 = \mathbf{90°}$, com uma pequena redução do rendimento, mas apresentando a vantagem de produzir a mesma diferença de pressão total com diâmetro e velocidade de saída menores, o que reduz as tensões sobre o rotor e diminui o nível de ruído. Nos turbocompressores para motor de aviação, onde considerações de tamanho e peso muitas vezes preponderam sobre o rendimento e as velocidades tangenciais são muito elevadas, utilizam-se ângulos $\beta_5 = \mathbf{90°}$, por razões puramente mecânicas.

Em certas aplicações, que requerem a passagem de materiais sólidos através do rotor ou quando se deseja simplificar o processo de fabricação para reduzir custos, são empregadas **pás radiais totalmente retas** (*radial tip*), onde $\beta_5 = \beta_4 = \mathbf{90°}$. Este tipo de construção, apesar de apresentar rendimento baixo, permite um fluxo sem risco de obstrução através do rotor e facilita o uso de revestimentos resistentes à erosão. Mesmo neste caso, sempre que possível, deve-se tentar adotar uma curvatura na extremidade de entrada da pá para melhorar o rendimento.

Em instalações de baixa pressão (até 1,5 kPa), onde grandes vazões de gás devem ser insufladas, o espaço disponível é limitado e o nível de ruído deve ser mantido baixo, como nos sistemas de ventilação e ar condicionado, os ventiladores de **pás curvadas para frente** (*forward curved tip*) do tipo Sirocco, com $\beta_5 = \mathbf{150}$ **a** **170°**, normalmente representam a melhor escolha, mesmo com rendimentos estáticos que raramente ultrapassam **75%**. Nenhum outro ventilador centrífugo produz maior vazão e trabalha tão silenciosamente para pressões comparáveis.

Voltando ao diagrama da Fig. 12.4, observa-se que, enquanto o salto energético específico total, $Y_{pá\infty}$, cresce linearmente com um aumento do ângulo β_5, a energia específica de pressão dinâmica, Y_{din}, cresce segundo uma parábola e o grau de reação teórico, $\rho_{t\infty}$, decresce linearmente, desde um valor igual a **1**, correspondente a um valor β_{5min} para o qual nenhuma energia é transmitida ao fluido (pá inativa), até um valor igual a **zero**, correspondente a um valor $\beta_{5máx}$ para o qual todo o aumento de energia é traduzido em forma de energia de velocidade. Valores menores que β_{5min} conduzem a $\rho_{t\infty} > 1$ e a $Y_{pá\infty}$ negativo, com a máquina passando a atuar como uma turbina centrífuga de admissão interior. Valores maiores que $\beta_{5máx}$ conduzem a $\rho_{t\infty} < 0$ e a velocidade de saída torna-se tão grande que a energia de pressão estática é menor na saída do rotor do que na entrada, embora o fluido tenha aumentada sua energia como um todo.

Uma análise similar sobre a forma dos canais por onde escoa o fluido poderia ser feita para um rotor radial com fluxo centrípeto (caso das turbinas Francis), mantendo inalterado o ângulo de saída das pás e fazendo variar o ângulo de entrada.

Com relação à influência do grau de reação sobre o rendimento, pode-se dizer que um grau de reação elevado é seguidamente tomado como sinônimo de um bom rendimento hidráulico, já que um ângulo β_5 agudo produz um pequeno desvio da corrente fluida no interior das pás móveis, enquanto um ângulo β_5 obtuso, correspondente a um pequeno grau de reação, aumenta os riscos de descolamento e obriga o emprego de um difusor para transformar em pressão a energia obtida sob forma cinética. No que concerne às perdas por fugas, vê-se facilmente que um acréscimo do grau de reação aumenta a diferença de pressão entre a entrada e a saída do rotor, conseqüentemente, aumentando as fugas através das folgas existentes entre a parte rotativa e a parte fixa da máquina. O mesmo pode ser dito sobre as perdas por atrito de disco em função do aumento da velocidade tangencial, ou seja, o crescimento do grau de reação teórico é igualmente desfavorável.

Resumindo, tanto para máquinas geradoras como motoras, um grande grau de reação é favorável quanto ao rendimento hidráulico, mas desfavorável quanto às perdas por fugas e por atrito de disco. Considerando o rendimento total, existe então um grau de reação ótimo que depende essencialmente da importância relativa das perdas hidráulicas e das perdas por fugas e por atrito de disco.

Finalmente, é importante salientar, como foi visto anteriormente, que a escolha dos **ângulos de inclinação das pás** (*blade angles*) na entrada e na saída do rotor tem uma influência decisiva sobre a forma das curvas características de uma máquina de fluxo e conseqüentemente sobre o seu funcionamento.

12.2 Modificação dos triângulos de velocidades em uma máquina real

É usual calcular máquinas de fluxo com base na teoria do tubo de corrente unidimensional, pela qual o rotor é suposto com um número infinito de pás, infinitamente próximas e de espessura infinitesimal. Estas condições impostas fogem entretanto à realidade, onde as pás do rotor são em número finito e, além disso, têm uma certa espessura, surgindo a necessidade de se estudar a influência destes fatores sobre os triângulos de velocidade de entrada e saída do rotor de uma máquina de fluxo.

12.2.1 Influência do número de pás

Para um rotor radial de máquina de fluxo geradora com número finito de pás, a consideração de um escoamento sem atrito (fluido isento de viscosidade) dá origem a um movimento que é conhecido como **vórtice relativo** (*relative circulation*). A Fig. 12.5 permite explicar esta ocorrência.

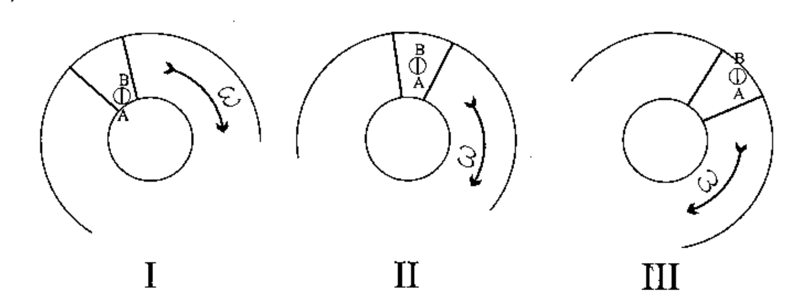


Fig. 12.5 Origem do vórtice relativo no canal entre pás de um rotor radial.

A reta $\overline{AB}$ representa a orientação das partículas fluidas situadas na entrada do canal formado por duas pás adjacentes, no instante **I**. Ao mesmo tempo em que estas partículas apresentam um movimento de translação radial até a região central do canal, o rotor gira com uma velocidade angular de rotação, ω, conforme está representado no instante **II** da Fig. 12.5. Finalmente, no instante **III**, as partículas de fluido, devido à sua inércia e inexistência de viscosidade, chegam à saída do canal entre pás mantendo a mesma orientação indicada pela reta $\overline{AB}$, ou seja, paralela à direção que possuíam no instante **I**, mas apresentando um giro em sentido contrário ao da rotação do rotor com relação às paredes do canal, ou seja, para um observador que se movimenta solidário às pás do rotor. Este movimento de giro é denominado de **vórtice relativo**.

Desta maneira, o fluxo através do rotor pode ser considerado como a superposição da corrente de passagem das partículas fluidas através do rotor com a corrente de circulação proveniente do vórtice relativo (Fig. 12.6).

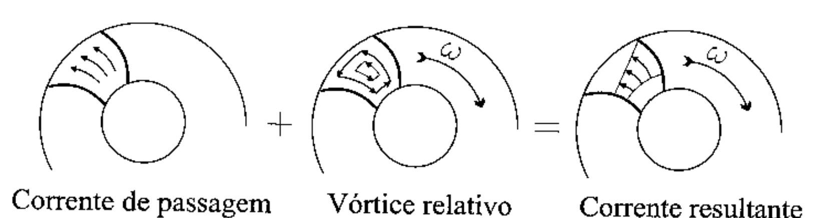


Fig. 12.6 Composição da corrente de passagem com o vórtice relativo dando origem à distribuição de velocidades relativas num canal de rotor radial.

A distribuição final das velocidades relativas em um rotor de máquina radial é a composição destes dois tipos de escoamento. Como o vórtice relativo produz uma corrente radial de sentido centrípeto junto à face de ataque da pá, contrapondo-se ao sentido da corrente de passagem, ocorre uma redução da velocidade relativa junto a esta face. Na costas da pá (face dorsal), o sentido das duas correntes coincide, o que origina um aumento da velocidade relativa nesta região. Com isto, surge também um gradiente de pressão através do canal, intimamente vinculado à troca de energia entre rotor e fluido. Na face de ataque existirá uma sobrepressão, enquanto na face dorsal surgirá uma depressão. Esta

diferença de pressão entre as faces de uma mesma pá provoca o tombamento da velocidade relativa de saída do rotor na direção da face dorsal, fazendo com que o ângulo de inclinação da corrente relativa logo após à saída do rotor, β_6, seja menor que o ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, β_5. Conseqüentemente, haverá uma redução no valor da componente tangencial da velocidade absoluta de saída, como pode ser observado na Fig. 12.7, para três tipos diferentes de rotor: com pás curvadas para frente, com pás de extremidade de saída radial e com pás curvadas para trás.

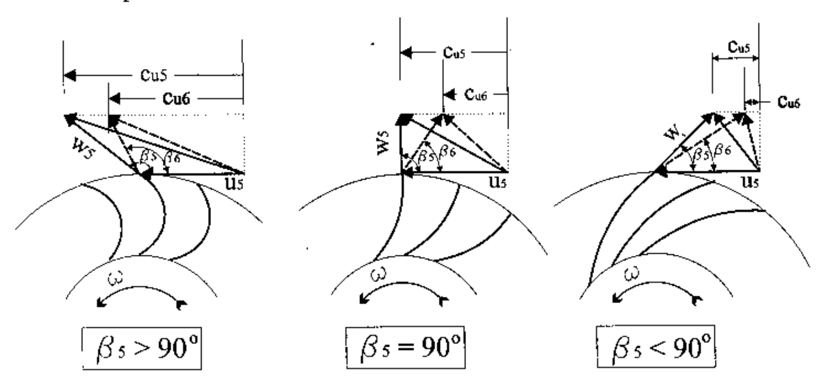


Fig. 12.7 Redução da componente tangencial da velocidade absoluta como conseqüência do desvio da velocidade relativa de saída do rotor.

A equação fundamental para máquinas de fluxo geradoras com rotor constituído de um número infinito de pás (equação 3.20) é:

$$Y_{pá\infty} = u_5\, c_{u5} - u_4\, c_{u4}$$

onde:

$Y_{pá\infty}$ = trabalho específico fornecido pelo rotor suposto com número infinito de pás, em J/kg;

u_5 = velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor, em m/s;

u_4 = velocidade tangencial de um ponto na entrada do rotor, em m/s;

c_{u5} = componente tangencial da velocidade absoluta do fluido na saída do rotor, ainda no interior do canal entre as pás, em m/s;

c_{u4} = componente tangencial da velocidade absoluta do fluido na entrada do rotor, já no espaço formado pelas pás, em m/s.

As considerações anteriores levam à aplicação da equação fundamental entre os pontos **3** e **6**, respectivamente antes e depois do rotor, em regiões onde o fluxo já é considerado uniformizado, de maneira que se pode escrever:

$$Y_{pá} = u_5\, c_{u6} - u_4\, c_{u3} \qquad (12.6)$$

onde:

$Y_{pá}$ = trabalho específico fornecido pelo rotor com número finito de pás, em J/kg;

c_{u6} = componente tangencial da velocidade absoluta da corrente fluida imediatamente após o rotor, em uma região em que o fluxo já se encontra uniformizado, em m/s;

c_{u3} = componente tangencial da velocidade absoluta da corrente fluida imediatamente antes do rotor, em uma região em que o fluxo ainda não se encontra perturbado, em m/s.

Como $\mathbf{c_{u6} < c_{u5}}$, conforme se observa nos triângulos de velocidade da Fig. 12.7, comparando a equação (3.20) com a (12.6) e considerando $\mathbf{c_{u3} \cong c_{u4}}$, conforme é verificado na prática, conclui-se que:

$$Y_{pá} < Y_{pá\infty}$$

Isto permite definir o chamado **Fator de Deficiência de Potência** (*slip factor*), μ:

$$\mu = \frac{Y_{pá}}{Y_{pá\infty}} = \frac{P_{pá}}{P_{pá\infty}} \qquad (12.7)$$

onde:

$P_{pá}$ = potência intercambiada no rotor considerado com número finito de pás, em W;

$P_{pá\infty}$ = potência intercambiada no rotor suposto com número infinito de pás, em W.

Como a análise efetuada baseou-se em escoamento sem atrito, conclui-se que a diminuição tanto na energia como na potência transmitida

ao fluido não deve ser considerada como uma perda e sim como uma indisponibilidade, uma redução na energia que idealmente poderia ser transmitida. Pois, se uma máquina geradora fornece menos energia que a idealmente esperada, por outro lado, também consome menos potência do seu motor de acionamento.

Até agora analisou-se o caso de escoamento sem atrito. Nas condições reais do fluxo acelerado através de máquinas de fluxo motoras, os resultados experimentais demonstram que a viscosidade do fluido exerce um efeito compensador para a variação do ângulo de inclinação da velocidade relativa na saída do rotor prevista na análise teórica, permitindo concluir que a **influência do número finito de pás** (*influence of a finite number of blades*) não precisa ser levada em consideração no projeto de turbinas. Ou seja, para máquinas de fluxo motoras, pode-se considerar $\mu = 1$. Esta afirmativa é válida, segundo Pfleiderer & Petermann,[6] tanto para turbinas a vapor como para turbinas hidráulicas de baixa velocidade de rotação específica, desde que as pás do rotor não estejam muito afastadas uma das outras.

Nas máquinas de fluxo geradoras (bombas, ventiladores e turbocompressores), entretanto, a consideração da viscosidade do fluido reduz ainda mais o ângulo de inclinação da velocidade relativa da corrente fluida que deixa o rotor em comparação com o caso de escoamento sem atrito, tornando-se indispensável a correção dos cálculos por meio do fator de deficiência de potência para evitar que os resultados obtidos se afastem da realidade.

Para o cálculo do **fator de deficiência de potência** existem métodos teóricos complexos como o Método das Singularidades, desenvolvido por Birnbaum,[7] para uma asa isolada, e aplicado por Henn[8] ao estudo de rotores radiais com base no trabalho de Salomon.[9] Este método, entretanto, não apresenta uma melhor concordância com a prática do que os chamados métodos aproximados, entre os quais podem ser citados os de Stodola,[10] Pfleiderer,[11] Eck[12] e Wiesner,[13] que são de

---

[6] PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo.*
[7] BIRNBAUM, W. *Die tragende Wirbelflaeche als Hilfsmittel zur Behandlung des Ebenen Problems der Tragfluegel Theorie.*
[8] HENN, E.A.L., *Influência do número finito de pás em máquinas de fluxo.*
[9] SALOMON, L.R. *Cálculo teórico do escoamento em máquina de fluxo radial.*
[10] STODOLA, A., *Steam and Gas Turbines.*
[11] PFLEIDERER, C., *Bombas centrífugas y turbocompressores.*
[12] ECK, B., *Fans.*
[13] WIESNER, F.J., *A review of slip factors for centrifugal impellers.*

aplicação mais simples e fornecem resultados às vezes mais próximos da realidade que os métodos complexos.

Tomando como base os resultados experimentais obtidos por Varley,[14] Henn[15] verificou que os métodos aproximados citados apresentam uma correlação maior ou menor, dependendo das características construtivas do rotor, tais como, relação de raios, ângulo de saída e número de pás.

Com base nessas conclusões e considerando importante a caracterização do tipo de difusor usado na máquina para o projeto de bombas centrífugas, onde os ângulos de saída das pás do rotor raramente ultrapassam **40°**, indica-se a fórmula de Pfleiderer,[16] enquanto para o cálculo de ventiladores centrífugos, nos quais o ângulo β_5 pode variar entre **20** e **170°**, sugere-se a utilização da fórmula de Eck[17] para a determinação do fator de deficiência de potência.

A expressão indicada por Pfleiderer[18] para o cálculo do fator de deficiência de potência é (ver Fig. 12.8):

$$\mu = \frac{1}{1 + K_p \dfrac{\pi \; r_5^2}{N \; S_f} \operatorname{sen} \beta_5} \qquad (12.8)$$

onde:

N = **número de pás** (*number of blades* ou *number of vanes*) do rotor adimensional;

r_5 = raio de saída (raio exterior) do rotor, em m;

β_5 = ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, em graus;

S_f = momento estático do filete médio da corrente com relação ao eixo de rotação, em m^2;

K_p = coeficiente de correção experimental, que depende do ângulo β_5, adimensional.

---

[14] VARLEY, F. A., *Effects of impeller design and surface roughness of the performance of centrifugal pumps.*

[15] HENN, E. A. L., *Influência do número finito de pás em máquina de fluxo.*

[16] PFLEIDERER, C., *Bombas centrífugas y turbocompressores.*

[17] ECK, B., *Fans.*

[18] PFLEIDERER, C., *Bombas centrífugas y turbocompressores.*

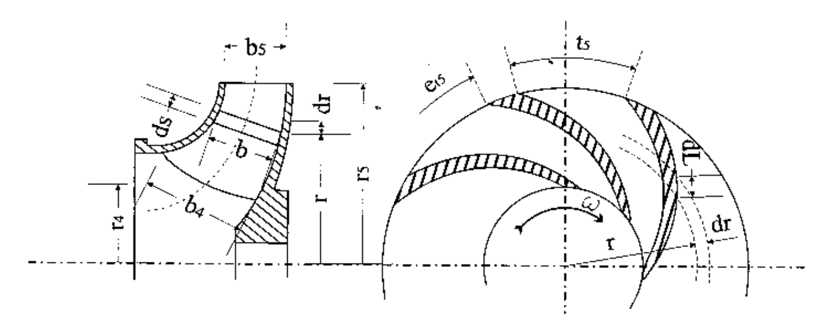


Fig. 12.8 Representação esquemática dos cortes longitudinal e transversal do rotor de uma máquina de fluxo radial geradora.

O momento estático do filete médio da corrente, $\mathbf{S_f}$, pode ser calculado pela expressão:

$$S_f = \int_{r_4}^{r_5} r \; ds \qquad (12.9)$$

onde:

ds = elemento de comprimento do filete médio da corrente, em m (ver Fig. 12.8);

r = raio de referência do elemento de comprimento do filete de corrente, em m;

r_4 = raio de entrada do rotor, com relação ao filete médio de corrente, em m;

r_5 = raio de saída do rotor, com relação ao filete médio de corrente, em m.

Para rotores radiais, com discos dianteiro e traseiro situados sobre planos paralelos, a equação (12.9) assume a forma:

$$S_f = \int_{r_4}^{r_5} r \; dr = \frac{r_5^2 - r_4^2}{2} \qquad (12.10)$$

Pfleiderer & Petermann,[19] indicam os seguintes valores para o coeficiente de correção $\mathbf{K_p}$:

[19] PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo.*

– máquina com **difusor de pás** (*vaned diffuser*):

$$K_p = 0{,}6 \; \frac{\left(1 + \dfrac{\beta_5}{60°}\right)}{\pi \; \text{sen}\, \beta_5} \qquad (12.11)$$

– máquina com **difusor de caixa espiral ou voluta** (*volute casing*):

$$K_p = (0{,}65 \text{ a } 0{,}85) \; \frac{\left(1 + \dfrac{\beta_5}{60°}\right)}{\pi \; \text{sen}\, \beta_5} \qquad (12.12)$$

– máquina com **difusor anular liso** (*open diffuser*):

$$K_p = (0{,}85 \text{ a } 1{,}0) \; \frac{\left(1 + \dfrac{\beta_5}{60°}\right)}{\pi \; \text{sen}\, \beta_5} \qquad (12.13)$$

A fórmula recomendada por Eck,[20] para o cálculo do fator de deficiência de potência, é:

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{D_5^2 \; b_5}{8 \; S \; N}\left(1{,}5 + 1{,}1 \; \dfrac{\beta_5}{90°}\right)} \qquad (12.14)$$

onde:

D_5 = diâmetro de saída do rotor (diâmetro exterior), em m;

b_5 = largura de saída do rotor, em m;

S = momento estático da seção meridiana do canal em relação ao eixo do rotor, em m^3;

N = número de pás do rotor, adimensional;

β_5 = ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, em graus.

O momento estático da seção meridiana do canal, **S**, é expresso por (ver Fig. 12.8):

[20] ECK, B., *Fans*.

$$S = \int_{r_4}^{r_5} b\ r\ dr \tag{12.15}$$

onde:
b = largura do canal do rotor para um raio de referência **r**, em m;
dr = elemento de comprimento do raio, em m.

Para rotores radiais, com discos situados em planos paralelos, a equação (12.15) assume a forma:

$$S = \frac{b_5\ D_5^2}{8}\left[1 - \left(\frac{r_4}{r_5}\right)^2\right] \tag{12.16}$$

Para rotores radiais, com discos cônicos, a equação (12.15) torna-se:

$$S = \frac{b_4 + b_5}{2}\left(r_5 - r_4\right)\left(r_5 + \frac{r_5 - r_4}{3}\ \frac{2\ b_4 + b_5}{b_4 + b_5}\right) \tag{12.17}$$

onde:
b_4 = largura de entrada do rotor, em m;
b_5 = largura de saída do rotor, em m.

De acordo com Sedille,[21] todas as fórmulas aproximadas são válidas apenas para o ponto de projeto de uma máquina, isto é, unicamente na zona onde os coeficientes numéricos que elas contêm podem ser confrontados com a experiência. Isto porque, enquanto a fórmula de Stodola[22] dá origem a uma curva característica $\mathbf{Y_{pá} = f\,(Q)}$ na forma de uma reta paralela à reta $\mathbf{Y_{pá\infty} = f\,(Q)}$, as fórmulas de Pfleiderer[23] e Eck[24] dão origem a uma reta $\mathbf{Y_{pá} = f\,(Q)}$ que corta a reta $\mathbf{Y_{pá\infty} = f\,(Q)}$ sobre o eixo das vazões, ou seja, para um valor nulo do trabalho específico (Fig. 9.3). Qualquer destas hipóteses não apresenta uma confirmação experi-

[21] SEDILLE, M. *Ventilateurs et Compresseurs Centrifugues et Axiaux.*
[22] STODOLA, A., *Steam and gas turbines.*
[23] PFLEIDERER, C., *Bombas centrífugas y turbocompressores.*
[24] ECK, B., *Fans.*

mental, enquanto Kováts & Desmur[25] contribuem para um aumento da discussão, apresentando um método de cálculo para as curvas de rotores radiais em que $\mathbf{Y_{pá} = f\,(Q)}$ não é uma reta e sim uma curva.

12.2.2 Influência da espessura das pás

Considerando a espessura finita das pás, a seção transversal disponível para a passagem do fluxo é reduzida com relação à condição existente fora do espaço ocupado pelas pás do rotor. Como isto não implica em variação de energia, a componente c_u da velocidade absoluta permanece invariável, enquanto a componente c_m, intimamente vinculada à vazão, sofre influência da **espessura das pás** (*blade thickness*). Para melhor entendimento do que ocorre, na Fig. 12.9 representa-se a entrada do rotor de uma máquina de fluxo geradora radial projetada sobre um plano perpendicular ao eixo e seu desenvolvimento retilíneo.

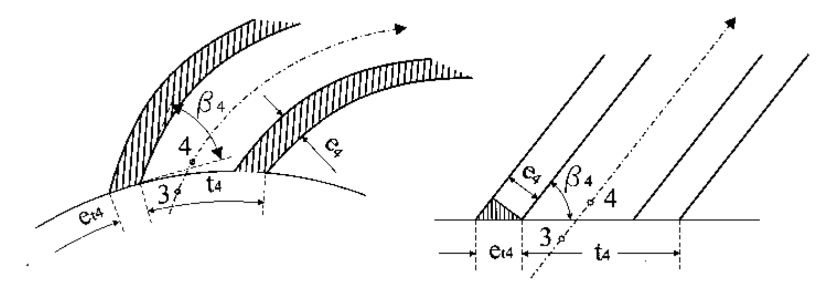


Fig. 12.9 Representação da região de entrada do rotor de uma máquina de fluxo geradora radial e de seu desenvolvimento retilíneo.

Aplicando a equação da continuidade (3.10) para um ponto imediatamente antes da entrada (ponto 3) e para um ponto imediatamente depois da entrada (ponto 4), como a vazão que passa por estes dois pontos é a mesma, pode-se escrever:

$$Q_r = \pi\ D_4\ b_4\ c_{m3} = \left(t_4 - e_{t4}\right) b_4\ N\ c_{m4} \qquad (12.18)$$

[25] KOVÁTS, A. & DESMUR, G., *Pompes, ventilateurs, compresseurs.*

onde:

Q_r = vazão que passa pelo rotor, em m^3/s;
D_4 = diâmetro de entrada do rotor, em m;
b_4 = largura de entrada do rotor, em m;
t_4 = passo na entrada do rotor, medido entre pontos homólogos de duas pás consecutivas, em m;
e_{t4} = espessura das pás na entrada do rotor, medida na direção tangencial, em m;
N = número de pás do rotor, adimensional;
c_{m3} = componente meridiana da velocidade absoluta da corrente fluida em um ponto imediatamente antes da entrada do rotor (ainda sem a influência da espessura das pás), em m/s;
c_{m4} = componente meridiana da velocidade absoluta da corrente fluida imediatamente após à entrada do rotor (já no espaço entre as pás), em m/s.

A espessura tangencial das pás na entrada do rotor, $\mathbf{e_{t4}}$, de acordo com a Fig. 12.9, pode ser calculada por:

$$e_{t4} = \frac{e_4}{\text{sen}\,\beta_4} \tag{12.19}$$

onde:

e_4 = espessura da pá na entrada, medida segundo uma normal, em m;
β_4 = ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor, em graus.

O **passo** (*pitch*), $\mathbf{t_4}$, na entrada do rotor é calculado pela expressão:

$$t_4 = \frac{\pi\ D_4}{N} \quad \therefore \quad N = \frac{\pi\ D_4}{t_4} \tag{12.20}$$

Levando a expressão (12.20) na equação (12.18), vem:

$$\pi\ D_4\ b_4\ c_{m3} = \pi\ D_4\ b_4\ \frac{t_4 - e_{t4}}{t_4}\ c_{m4} \quad \therefore$$

$$c_{m3} = \frac{t_4 - e_{t4}}{t_4}\ c_{m4} \tag{12.21}$$

Definindo: $$f_{e4} = \frac{t_4 - e_{t4}}{t_4} \qquad (12.22)$$

e substituindo este valor na equação (12.21), obtém-se:

$$c_{m3} = f_{e4} \; c_{m4} \qquad (12.23)$$

onde:

f_{e4} = **fator de estrangulamento** (*throttling factor*) para a entrada do rotor, adimensional.

Da mesma maneira, chega-se a uma expressão análoga para a saída do rotor:

$$c_{m6} = f_{e5} \; c_{m5} \qquad (12.24)$$

onde:

c_{m6} = componente meridiana da velocidade absoluta para um ponto imediatamente após a saída do rotor, em m/s;

c_{m5} = componente meridiana da velocidade absoluta para um ponto imediatamente antes da saída do rotor (ainda no espaço entre pás), em m/s;

f_{e5} = fator de estrangulamento para a saída do rotor, adimensional.

O fator de estrangulamento, $\mathbf{f_{e5}}$, de acordo com a Fig. 12.10, é definido pela equação:

$$f_{e5} = \frac{t_5 - e_{t5}}{t_5} \qquad (12.25)$$

onde:

t_5 = passo na entrada do rotor, em m;

e_{t5} = espessura tangencial das pás na saída do rotor, em m.

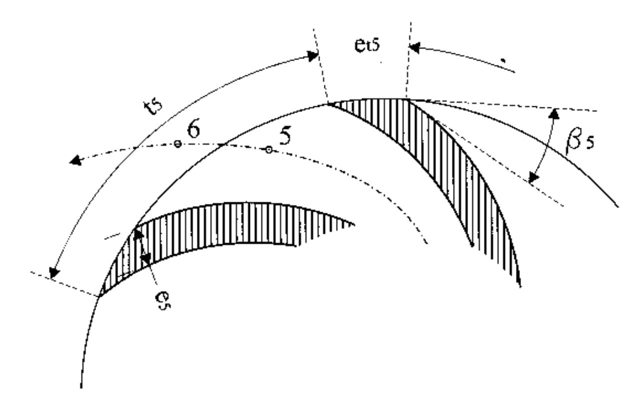


Fig. 12.10 Representação da região de saída do rotor de uma máquina de fluxo geradora radial.

O passo e a espessura tangencial das pás na saída do rotor podem ser calculados por:

$$t_5 = \frac{\pi \ D_5}{N} \qquad e \qquad e_{t5} = \frac{e_5}{\text{sen}\,\beta_5} \tag{12.26}$$

onde:

D_5 = diâmetro de saída (diâmetro exterior) do rotor, em m;
e_5 = espessura das pás na saída do rotor (normalmente igual a de entrada), em m;
β_5 = ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, em graus.

Como o fator de estrangulamento possui um valor sempre menor que 1 (um), conclui-se que as componentes meridianas da velocidade absoluta situadas fora do canal entre pás apresentam valores inferiores aos das situadas dentro do canal entre as pás do rotor, o que se traduz numa modificação dos triângulos de velocidade, tanto para a entrada como para a saída do rotor das máquinas de fluxo, conforme pode ser observado na Fig. 12.11.

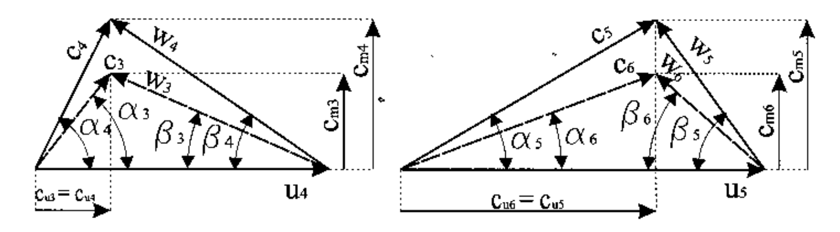


Fig. 12.11 Modificação dos triângulos de velocidades em função da espessura das pás.

Juntando a influência do número finito e da espessura das pás sobre os triângulos de velocidade e apresentando o triângulo de entrada na sua forma mais usual (entrada radial, $\alpha_3 = \alpha_4 = 90°$), obtém-se a representação da Fig. 12.12.

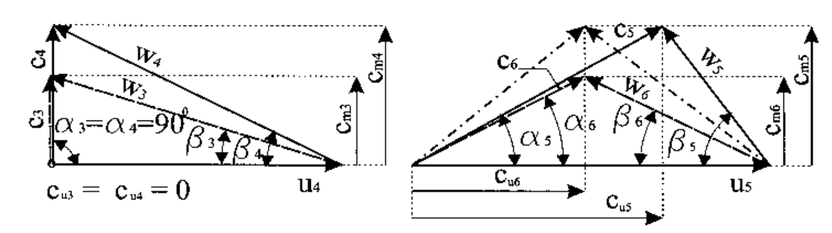


Fig. 12.12 Modificação dos triângulos de velocidade de entrada e de saída do rotor de uma máquina de fluxo radial geradora levando em conta a influência do número finito e da espessura das pás.

12.3 Roteiro para cálculo de um rotor radial

Para a apresentação deste roteiro será utilizado, como exemplo, o cálculo do rotor de uma máquina de fluxo geradora, que poderá ser um ventilador centrífugo ou uma bomba centrífuga. A seqüência proposta será a seguinte:

I Dados de Projeto

a) Vazão **Q** a ser recalcada, normalmente fornecida em m^3/s tanto para bombas como para ventiladores.

b) Trabalho ou salto energético específico disponível, **Y**, a ser fornecido ao fluido recalcado, indicado em J/kg. No caso de bombas

esta energia está vinculada com a altura manométrica **H** a ser desenvolvida, em metros de coluna do líquido bombeado, pela expressão: $\mathbf{Y} = \mathbf{g}\ \mathbf{H}$, onde **g** é aceleração da gravidade, expressa em m/s². Já no caso de ventiladores, o salto energético específico **Y** está ligado à diferença de pressão total, $\Delta \mathbf{p}_t$, a ser produzida pela máquina, normalmente em N/m², pela relação: $\mathbf{Y} = \Delta \mathbf{p}_t / \rho$, onde ρ é a massa específica do fluido a ser insuflado e que depende das condições de pressão e temperatura em que ele se encontra.

c) Velocidade de rotação, **n**, da máquina de fluxo, em rps ou rpm. A menos que as exigências da máquina acionadora imponham um valor ou faixa de valores para a velocidade de rotação, a sua escolha não é rígida e muitas vezes o seu valor inicial é alterado em função das necessidades e limitações do projeto. Um valor elevado para esta velocidade implicará numa redução de dimensões, conseqüentemente de peso, mas poderá levar, por exemplo, a riscos de cavitação no caso de bombas ou a valores fora do campo de realização possível no caso de ventiladores.

II Definição do tipo de rotor

Por meio do cálculo da velocidade de rotação específica, $\mathbf{n}_{qA}$, será determinado o tipo de rotor a ser utilizado e o seu formato aproximado. A expressão a ser usada é a (5.34):

$$n_{qA} = 10^3 \ n \ \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}}$$

Valores muito pequenos de $\mathbf{n}_{qA}$ poderão levar à necessidade de associação em série de vários rotores, assim como valores muito elevados de $\mathbf{n}_{qA}$ poderão conduzir à associação de rotores em paralelo.

III Estimativa de rendimentos

Pela equação (4.29), tem-se que:

$$\eta_t = \eta_h \ \eta_v \ \eta_a \ \eta_m$$

Embora esses rendimentos possam variar numa faixa muito ampla de valores, dependendo das dimensões da máquina, do tipo de construção adotado e outros fatores, serão sugeridos alguns valores como orientação inicial de cálculo.

a) Rendimento hidráulico, η_h:

Para bombas, os valores deste rendimento variam normalmente desde **0,60** para máquinas pequenas, de baixos valores de $\mathbf{n_{qA}}$, sem grandes cuidados de fabricação, até **0,93** para bombas de grandes dimensões, bem projetadas e com muito bom acabamento. Como referências podem ser citados o valor de $\eta_h = \mathbf{0{,}70}$, para uma bomba de $\mathbf{n_{qA} = 40}$ e vazão de **5 l/s**, e o valor de $\eta_h = \mathbf{0{,}90}$, para uma bomba de $\mathbf{n_{qA} = 150}$ e vazão de **1000 l/s**. Contribuem fundamentalmente para a melhoria deste rendimento um aumento na qualidade do projeto e dos processos de fabricação.

Para os ventiladores, os valores do rendimento hidráulico ficam praticamente dentro da mesma faixa indicada para as bombas. Como referências pode-se indicar o valor de **0,85** para ventiladores com pás curvadas para trás ($\beta_5 \leq \mathbf{30°}$), o valor de **0,75** para ventiladores industriais com $\beta_5 \cong \mathbf{60°}$ e o valor de **0,70** para ventiladores de saída radial ($\beta_5 =$ **90°**) e ventiladores do tipo Siroco ($\beta_5 \cong \mathbf{160°}$). Deve ser salientado que as dimensões influem decisivamente sobre os valores deste rendimento, tornando-o tanto maior quanto maior for o diâmetro de saída, $\mathbf{D_5}$, do rotor do ventilador.

b) Rendimento volumétrico, η_v:

Para bombas comuns, o rendimento volumétrico varia de **0,90** até **0,98**, devendo-se adotar os valores mais baixos para bombas de alta pressão e os mais altos para as de baixa pressão. O processo de fabricação tem grande importância sobre este rendimento, pois, quanto maior a folga deixada entre o rotor e a carcaça, menor será o seu valor.

Para ventiladores, este rendimento é muitas vezes considerado como uma função da relação entre os diâmetros de entrada e saída, variando desde **0,70** para uma relação $\mathbf{D_4/D_5 = 0{,}3}$ até um valor de **0,95** para uma relação $\mathbf{D_4/D_5 = 0{,}9}$.

c) Rendimento de atrito de disco, η_a:

Para bombas, este rendimento aumenta rapidamente com o crescimento da velocidade de rotação específica, assumindo um valor da ordem de **0,93** para $\mathbf{n_{qA}} \cong \mathbf{60}$, crescendo rapidamente até **0,98** para $\mathbf{n_{qA}} \cong \mathbf{180}$ e chegando a **0,99** para $\mathbf{n_{qA}} \cong \mathbf{350}$. Para rotores abertos, sem o disco frontal, este rendimento atinge valores ainda maiores.

Nos ventiladores o rendimento de atrito de disco costuma ficar compreendido entre **0,98** e **0,99**, diminuindo para rotores de velocidade de rotação específica muito baixa.

d) Rendimento mecânico, η_m:

Nas bombas centrífugas são alcançados rendimentos mecânicos da ordem de **0,96** a **0,99**, sendo os valores menores para bombas de pequena potência e os maiores para bombas de grande potência.

Para ventiladores, até **100 CV**, pode-se utilizar a fórmula prática indicada por Costa:[26]

$$\eta_m = 0{,}1 \ \log P_e + 0{,}75 \qquad (12.27)$$

onde:
η_m = rendimento mecânico, adimensional;
P_e = potência no eixo do ventilador, em CV.

Acima de **100 CV** podem ser utilizados valores maiores.

Tanto para bombas como para ventiladores o rendimento mecânico diminui no caso de transmissão por polias e correias. Normalmente se atribuem às perdas oriundas deste tipo de transmissão valores que variam de **5** a **10%** da potência transmitida, respectivamente, nas correias trapezoidais (em V) ou planas de elastômero com tela, de pequena espessura, e nas de couro.

[26] COSTA, E. C. da., *Compressores.*

e) Rendimento total, η_t:

Testes com uma grande quantidade de bombas mostram que o rendimento total para uma dada velocidade de rotação específica cresce com o aumento da vazão e, para uma dada vazão, o melhor rendimento total corresponde à faixa de velocidade específica, $\mathbf{n_{qA}}$, compreendida entre **100** e **150**, podendo ultrapassar **90%**.

Para ventiladores, o rendimento total para uma dada velocidade de rotação específica cresce com o aumento do diâmetro $\mathbf{D_5}$ e, para uma dada vazão, o seu maior valor corresponde à velocidade de rotação específica, $\mathbf{n_{qA}}$, compreendida entre **150** e **250**, podendo chegar até **90%**.

IV Cálculo da potência no eixo

A potência no eixo ou potência de acionamento será calculada pela expressão (4.31):

$$P_e = \frac{\rho \; Q \; Y}{\eta_t}$$

onde:

P_e = potência no eixo da bomba ou ventilador, em W;

ρ = massa específica do fluido recalcado, em kg/m^3;

Q = vazão, em m^3/s;

Y = trabalho ou salto energético específico fornecido ao fluido, em J/kg;

η_t = rendimento total da máquina de fluxo geradora, adimensional.

V Cálculo do diâmetro do eixo

Para os rotores radiais, a determinação aproximada do **diâmetro do eixo** (*impeller shaft diameter*) deve preceder o cálculo das pás. Esta determinação preliminar baseia-se exclusivamente numa solicitação de torção, considerando tensão admissível de cisalhamento, τ_{adm}, com valor subestimado para compensar possíveis imprecisões de cálculo. Desta maneira, o diâmetro do eixo das bombas será calculado pela fórmula:

$$d_e = K_e \sqrt[3]{\frac{P_e}{n}} \qquad (12.28)$$

onde:

d_e = diâmetro do eixo, calculado em cm;

P_e = valor máximo da potência no eixo para a rotação de cálculo, em kW;

n = velocidade de rotação de projeto, em rpm;

K_e = coeficiente adimensional que depende da tensão de cisalhamento admissível, τ_{adm}.

Considerando o eixo de aço carbono SAE 1045 ou SAE 1050, tem-se:

K_e = 14, correspondendo à τ_{adm} ≅ **21 Mpa**, para bombas de um só estágio;

K_e = 16, correspondendo à τ_{adm} ≅ **12 Mpa**, para bombas de vários estágios.

Embora o diâmetro do eixo de ventiladores possa também ser calculado pela equação (12.28), baseada no momento torçor, Tedeschi[27] recomenda, neste caso, o uso das seguintes relações, com base no momento de flexão, para uma primeira aproximação:

– para **D_5 < 400 mm, d_e = 0,09 D_5**;
– para **D_5 = 400 a 600 mm, d_e = 0,08 D_5**;
– para **D_5 > 600 mm, d_e = 0,067 D_5**.

Uma vez projetado o rotor, tanto para bombas como para ventiladores, deve-se proceder o cálculo dos esforços reais, levando em consideração torção e flexão, o cálculo da flecha máxima e a determinação da velocidade de rotação crítica. O diâmetro definitivo do eixo deve levar em conta todos estes fatores.

[27] TEDESCHI, P., *Proyecto de máquinas.*

VI Fixação do diâmetro do cubo

O diâmetro do cubo (*hub diameter*), $\mathbf{d_c}$, pode ser adotado normalmente de **10** a **30 mm** maior que o diâmetro do eixo, no caso de fixação por chaveta.

VII Cálculo da velocidade na boca de admissão ou sucção

O cálculo estimativo da velocidade na boca de admissão ou sucção, $\mathbf{c_a}$, pode ser feito pela expressão:

$$c_a = K_{c_a} \sqrt{2\ Y} \tag{12.29}$$

onde:
c_a = velocidade na boca de admissão ou sucção, em m/s;
Y = salto energético específico fornecido ao fluido, em J/kg;
K_{c_a} = coeficiente de velocidade na boca de sucção, adimensional.

Para bombas, pode-se estimar o valor de K_{c_a} pela fórmula:

$$K_{c_a} = 10^{-3}\ 6{,}84\ n_{qA}^{2/3} \tag{12.30}$$

Já para ventiladores, o coeficiente de velocidade na boca de sucção pode ser calculado por:

$$K_{c_a} = 0{,}082\ n_{qA}^{1/3} \tag{12.31}$$

Geralmente a velocidade $\mathbf{c_a}$ está compreendida na faixa de **2** a **5 m/s** para bombas, e na faixa de **5** a **30 m/s**, ou valores ainda maiores, para ventiladores.

VIII Determinação do diâmetro da boca de sucção

Levando em consideração a obstrução provocada pelo eixo e pelo cubo do rotor, o diâmetro da boca de sucção, $\mathbf{D_a}$, do rotor das bombas pode ser determinado pela equação:

$$D_a = \sqrt{\frac{4\ Q}{\pi\ \eta_v\ c_a} + d_c^2} \qquad (12.32)$$

onde $\mathbf{D_a}$ é expresso em m, **Q**, em m^3/s, $\mathbf{c_a}$, em m/s, $\mathbf{d_c}$, em m e η_v é adimensional.

Para ventiladores, como a obstrução citada normalmente não é levada em consideração, pode-se calcular o diâmetro da boca de sucção do rotor pela expressão:

$$D_a = \sqrt{\frac{4\ Q}{\pi\ \eta_v\ c_a}} \qquad (12.33)$$

IX Cálculo da altura de sucção máxima (no caso de bombas)

A altura de sucção máxima, $\mathbf{H_{smáx}}$, englobando a altura de sucção geométrica, $\mathbf{H_{sg}}$, e a perda de carga na canalização de sucção, $\mathbf{H_{ps}}$, será calculada a partir da equação (6.14), considerando $\mathbf{c_3 = c_a}$, pela seguinte expressão:

$$\sigma_{min} = 2{,}9\ 10^{-4}\ n_{qA}^{4/3}$$

onde o coeficiente de cavitação, σ_{min}, pode ser calculado pela fórmula (6.6):

$$H_{smáx} = (H_{sg} + H_{ps})_{máx} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{min}\ H - \frac{c_a^2}{2g} \qquad (12.34)$$

Se o valor calculado para $\mathbf{H_{smáx}}$ não satisfizer os requisitos de projeto, levando em consideração o tipo de aplicação previsto, isto poderá levar a uma modificação dos dados de projeto, principalmente no que se refere à velocidade de rotação estabelecida inicialmente.

X Fixação do ângulo de saída das pás do rotor

O ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, β_5, será fixado em função dos critérios discutidos no item 12.1, com as seguintes faixas de valores recomendadas:

– para bombas centrífugas:

$\beta_5 = \mathbf{20}$ a $\mathbf{30°}$;

– para ventiladores de alta pressão, alto rendimento e carga limitada:

$\beta_5 = \mathbf{12}$ a $\mathbf{30°}$;

– para ventiladores de média e alta pressão do tipo industrial:

$\beta_5 = \mathbf{45}$ a $\mathbf{90°}$;

– para ventiladores de alta vazão, pequena pressão, carga ilimitada, do tipo Siroco:

$\beta_5 = \mathbf{150}$ a $\mathbf{170°}$.

XI Cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor

Para o cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor de bombas centrífugas, $\mathbf{D_5}$, estima-se primeiramente o valor do coeficiente de pressão, Ψ, por meio da expressão baseada nos estudos de Stepanoff: [28]

$$\psi = 1{,}1424 - 0{,}0016\ n_{qA} \qquad (12.35)$$

Para ventiladores de construção comum, Tedeschi[29] indica a seguinte fórmula empírica:

$$\psi = \left(\frac{763}{850 - 1{,}9\ \beta_5} \right)^2 \qquad (12.36)$$

onde β_5 é indicado em graus e Ψ é adimensional.

[28] STEPANOFF, A. J., *Centrifugal and axial pumps*.
[29] TEDESCHI, P., *Proyecto de máquinas*.

Uma vez estimado o valor de Ψ, determina-se a velocidade tangencial de saída do rotor, $\mathbf{u_5}$, pela expressão obtida a partir da equação (5.41):

$$u_5 = \sqrt{\frac{2\ Y}{\psi}} \qquad (12.37)$$

e o diâmetro de saída do rotor, $\mathbf{D_5}$, pela expressão:

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi\ n} \qquad (12.38)$$

onde são utilizadas as seguintes unidades: $\mathbf{u_5}$, em m/s; $\mathbf{Y}$, em J/kg; $\mathbf{D_5}$, em m; $\mathbf{n}$, em rps e Ψ é adimensional.

XII Cálculo do diâmetro de entrada do rotor

A partir de critérios empírico-estatísticos Tedeschi[30] indica a seguinte fórmula para bombas centrífugas:

$$\frac{D_4}{D_5} = 0{,}044\ n_{qA}^{1/2} \qquad (12.39)$$

Para ventiladores, ainda que muitos projetistas adotem $\mathbf{D_4 \cong D_a}$, Eck[31] propõe a seguinte expressão, para $\beta_5 \leq \mathbf{100°}$:

$$\frac{D_4}{D_5} \geq 1{,}194\ \Phi^{1/3} \qquad (12.40)$$

onde Φ é o denominado coeficiente de vazão, adimensional, definido pela equação (5.42):

$$\Phi = \frac{4\ Q}{\pi\ D_5^2\ u_5}$$

[30] Ibidem.
[31] ECK, B., *Fans*.

Já para ventiladores com rotor do tipo Siroco, β_5 = **150 a 170°**, n_{qA} **= 200 a 280,** $\Phi \cong 1$ e Ψ = **2 a 3**, pode-se considerar:

$$\frac{D_4}{D_5} = 0{,}9 \tag{12.41}$$

Conhecida a relação D_4/D_5, o diâmetro de entrada, D_4, será calculado por:

$$D_4 = \frac{D_4}{D_5}\ D_5$$

XIII Cálculo da largura na entrada do rotor

Pelas equações (4.12) e (12.18), levando em conta as perdas por fuga, chega-se a:

$$b_4 = \frac{Q}{\pi\ \eta_v\ D_4\ c_{m3}} \tag{12.42}$$

onde:
b_4 = largura na entrada do rotor, em m;
η_v = rendimento volumétrico, adimensional;
Q = vazão da máquina, em m^3/s;
D_4 = diâmetro de entrada do rotor, em m;
c_{m3} = componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor, em m/s.

Para bombas, a componente c_{m3} da velocidade absoluta na entrada do rotor, ainda fora do recinto ocupado pelas pás, deve ser tomada ligeiramente superior à velocidade c_a na boca de sucção para que a corrente entre no rotor ligeiramente acelerada, ou seja:

$$c_{m3} = 1{,}0 \text{ a } 1{,}05\ c_a \tag{12.43}$$

Para ventiladores centrífugos, Mataix[32] indica a fórmula:

$$c_{m3} = 0{,}5 \left(\frac{300}{n_{qA}} \right)^{1/6} c_a \qquad (12.44)$$

XIV Cálculo provisório do ângulo de inclinação das pás na entrada

Considerando $\alpha_4 = \alpha_3 = \mathbf{90°}$, pela equação (12.1) tem-se:

$$\beta_4 = \text{arc tg}\, \frac{c_4}{u_4}$$

Para o cálculo da velocidade absoluta do fluido à entrada do rotor, já dentro dos canais formados pelas pás, $\mathbf{c_4}$, deve-se estimar o valor do fator de estrangulamento para a entrada do rotor, normalmente dentro da faixa $\mathbf{f_{e4} = 0{,}8}$ **a 0,9**, para bombas, e $\mathbf{f_{e4} = 0{,}9}$ **a 0,95**, para ventiladores. Logo, para entrada radial, a equação (12.23) permite escrever:

$$c_4 = c_{m4} = \frac{c_{m3}}{f_{e4}}$$

A velocidade tangencial para a entrada do rotor, $\mathbf{u_4}$, é calculada pela expressão:

$$u_4 = \pi\, D_4\, n$$

onde $\mathbf{u_4}$ é medida em m/s, $\mathbf{D_4}$, em m e **n** em rps (Hz).

XV Cálculo do número de pás do rotor

Para bombas, uma das fórmulas mais utilizadas para o cálculo do número de pás do rotor, **N**, é a de Pfleiderer:[33]

[32] MATAIX, C., *Turbomáquinas hidráulicas.*
[33] PFLEIDERER, C., *Bombas centrífugas y turbocompressores.*

$$N = K_N \frac{D_5 + D_4}{D_5 - D_4} \operatorname{sen} \frac{\beta_5 + \beta_4}{2} \qquad (12.45)$$

onde:

K_N = 6,5 = coeficiente de correção para rotores fundidos, adimensional;
K_N = 8,0 = coeficiente de correção para pás conformadas em chapas finas, adimensional.

O valor de **N**, assim calculado, deverá ser arredondado para o número inteiro mais próximo.

Para ventiladores, Tedeschi[34] aconselha as fórmulas seguintes:

$$N = 10 \sqrt{\frac{1 + D_4/D_5}{1 - D_4/D_5}} \text{, para rotores com } \beta_5 \leq \mathbf{100°} \qquad (12.46)$$

e

$$N = 0{,}7 \sqrt{D_5 \frac{1 + D_4/D_5}{1 - D_4/D_5}} \text{, para rotores com } \beta_5 \cong \mathbf{160°} \qquad (12.47)$$

onde:

D_4 = diâmetro de entrada do rotor, em mm;
D_5 = diâmetro de saída do rotor, em mm.

XVI Fixação da velocidade meridiana de saída

Para bombas, pode-se utilizar a seguinte expressão para o cálculo da componente meridiana da velocidade absoluta na saída do rotor, $\mathbf{c_{m5}}$:

$$c_{m5} = 0{,}0135 \; u_5 \; n_{qA}^{1/2} \qquad (12.48)$$

[34] TEDESCHI, P., *Proyecto de máquinas.*

Enquanto, para ventiladores de alta pressão, adota-se comumente:

$$c_{m5} = c_{m3}$$

Para os ventiladores de baixa e média pressões, normalmente esta velocidade é definida a partir da condição $\mathbf{b_5 = b_4}$.

XVII Cálculo provisório da largura de saída do rotor

Da mesma maneira que a equação (12.42), obtém-se para a largura na saída do rotor, $\mathbf{b_5}$:

$$b_5 = \frac{Q}{\pi \, \eta_v \, D_5 \, c_{m5} \, f_{e5}} \qquad (12.49)$$

onde se considera $\mathbf{f_{e5} = 1}$ para o cálculo provisório. Nesta equação, $\mathbf{b_5}$ é em m; **Q** em m^3/s; $\mathbf{D_5}$ em m; $\mathbf{c_{m5}}$ em m/s; η_v e $\mathbf{f_{e5}}$ são adimensionais.

XVIII Fixação da espessura das pás

Na fixação da espessura das pás, **e**, são utilizados critérios de resistência dos materiais, rigidez estrutural e processos de fabricação. Para uma primeira orientação, no entanto, Tedeschi[35] propõe as seguintes fórmulas empíricas:

– para bombas com rotor fundido:

$$e \cong 0{,}3 \, (D_5 \; b_5)^{1/3} \qquad (12.50)$$

onde todas as grandezas são expressas em milímetros;

– para ventiladores com $\beta_5 < \mathbf{100°}$, construídos em chapa:

$$e = (0{,}09 \text{ a } 0{,}22) \, D_5^{1/2} \qquad (12.51)$$

---

[35] Ibidem.

sendo os valores mais baixos correspondentes a $\mathbf{b_5/D_5 = 0{,}03}$ e os mais elevados correspondentes a $\mathbf{b_5/D_5 = 0{,}3}$;

– para rotores do tipo Siroco ($\beta_5 =$ 150 a 170°):

$$e = 0{,}045\ D_5^{1/2} \quad \text{em pás fixadas por rebites e} \tag{12.52}$$

$$e = 0{,}09\ D_5^{1/2} \quad \text{em pás fixadas por soldagem.} \tag{12.53}$$

XIX Correção do ângulo das pás na entrada do rotor

Uma vez conhecida a espessura das pás e o seu número, pode-se fazer a comprovação do valor do fator de estrangulamento para a entrada do rotor, inicialmente estimado pela equação (12.22).

Determinado o valor de $\mathbf{f_{e4}}$, calculam-se os novos valores de $\mathbf{c_4}$ e do ângulo de entrada β_4 de acordo com o procedimento adotado no item XIV.

XX Cálculo do salto energético específico ideal, $\mathbf{Y_{pá\infty}}$

Inicialmente, calcula-se o valor do trabalho específico fornecido pelo rotor com número finito de pás, $\mathbf{Y_{pá}}$, pela equação (4.10):

$$Y_{pá} = \frac{Y}{\eta_h}$$

Posteriormente, calcula-se o salto energético específico fornecido pelo rotor suposto com número infinito de pás, $\mathbf{Y_{pá\infty}}$, pela equação (3.31):

$$Y_{pá\infty} = \frac{Y_{pá}}{\mu}$$

onde o fator de deficiência de potência, μ, será determinado pela expressão (12.8) para bombas, ou pela equação (12.14) para ventiladores.

XXI Correção da velocidade tangencial na saída do rotor

A equação fundamental simplificada para máquinas de fluxo geradoras radiais (equação 3.29) é:

$$Y_{pá\infty} = u_5 \; c_{u5}$$

Pelo triângulo de velocidades para a saída do rotor (Fig. 12.13) vê-se que:

$$c_{u5} = u_5 - \frac{c_{m5}}{\text{tg}\,\beta_5}$$

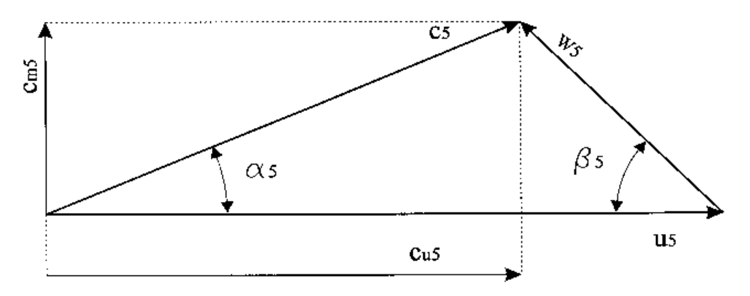


Fig. 12.13 Triângulo de velocidades para a saída do rotor.

Substituindo o valor de $\mathbf{c_{u5}}$ na equação (3.29), vem:

$$Y_{pá\infty} = u_5^2 - \frac{c_{m5}}{\text{tg}\,\beta_5}\; u_5$$

Resolvendo esta equação do 2º grau, obtém-se:

$$u_5 = \frac{c_{m5}}{2\;\text{tg}\,\beta_5} \pm \sqrt{\left(\frac{c_{m5}}{2\;\text{tg}\,\beta_5}\right)^2 + Y_{pá\infty}}$$

Como o sinal negativo antes do radical pode ser desconsiderado, pois implicaria em $\mathbf{u_5}$ negativa, fica-se com:

$$u_5 = \frac{c_{m5}}{2\ \mathrm{tg}\beta_5} + \sqrt{\left(\frac{c_{m5}}{2\ \mathrm{tg}\beta_5}\right)^2 + Y_{pá\infty}} \qquad (12.54)$$

Esta é a expressão utilizada para a correção do valor da velocidade tangencial $\mathbf{u_5}$ quando a entrada do fluido no rotor verifica-se de maneira radial ($\alpha_4 = 90°$). Caso isto não aconteça, o termo $\mathbf{u_4\, c_{u4}}$ deve ser levado em consideração, de acordo com a equação (3.20).

XXII Cálculo definitivo do diâmetro e da largura de saída do rotor

Utilizando o valor corrigido de $\mathbf{u_5}$, pode-se calcular o valor definitivo do diâmetro de saída, $\mathbf{D_5}$, pela equação (12.38).

Uma vez calculado o valor definitivo do diâmetro $\mathbf{D_5}$, determina-se a largura de saída $\mathbf{b_5}$, novamente empregando a equação (12.49), agora com o valor real do fator de estrangulamento, $\mathbf{f_{e5}}$, calculado pelas equações (12.25) e (12.26).

XXIII Triângulo de velocidades na saída do rotor

Com os elementos até agora conhecidos já se tem condições de calcular os demais valores das velocidades componentes do triângulo para um ponto logo após a saída dos canais formados pelas pás do rotor.

A componente meridiana da velocidade absoluta de saída, $\mathbf{c_{m6}}$, é calculada levando em conta o aumento da seção de passagem da corrente fluida em decorrência do desaparecimento das pás, ou seja, pela equação (12.24):

$$c_{m6} = c_{m5}\ f_{e5}$$

Enquanto isto, a componente tangencial da velocidade absoluta para um ponto imediatamente após a saída do rotor deverá levar em consideração o fator de deficiência de potência, μ, pela equação (3.31). Ou seja, para $\alpha_3 = \alpha_4 = \mathbf{90°}$, ter-se-á:

$$\mu = \frac{Y_{pá}}{Y_{pá\infty}} = \frac{u_5\ c_{u6}}{u_5\ c_{u5}} = \frac{c_{u6}}{c_{u5}} \quad \therefore \quad c_{u6} = \mu\ c_{u5} \qquad (12.55)$$

Pode-se agora traçar o triângulo de saída da Fig. 12.14.

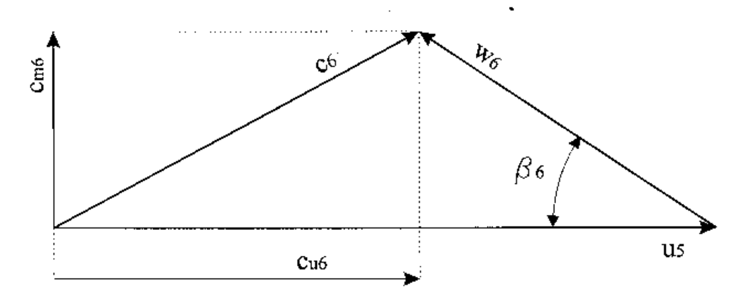


Fig. 12.14 Triângulo de saída do rotor radial com número finito de pás de espessura finita.

O ângulo α_6, obtido neste triângulo, está intimamente vinculado com o ângulo de inclinação das pás do difusor, no caso de difusor de pás, ou com a inclinação da lingüeta do difusor em caixa espiral (voluta), caso ele seja deste tipo.

Para bombas, normalmente, o valor deste ângulo está compreendido nas faixas:

α_6 **= 5 a 12°**, para difusor de pás e α_6 **= 12 a 25°**, para difusor em caixa espiral ou anular liso.

XXIV Traçado das pás do rotor

Pela equação fundamental das máquinas de fluxo vê-se que a energia teoricamente a ser fornecida pelo rotor ao fluido, depende exclusivamente das condições de entrada e saída do rotor, ou seja, dos ângulos β_4 e β_5 de inclinação das pás na entrada e saída do rotor. No entanto, um mau traçado das pás, com mudanças bruscas de direção, afeta diretamente o rendimento hidráulico e conseqüentemente o valor da energia que realmente o rotor cede ao fluido. Muitos são os tipos de traçado que buscam uma transição suave entre o ângulo de entrada e o ângulo de saída das pás do rotor. Entre estes podem ser citados o traçado por pontos, o traçado por arco de espiral logarítmica e o traçado por um ou mais arcos de circunferência. Como exemplo, será comentado o traçado por um só arco de circunferência (Fig. 12.15).

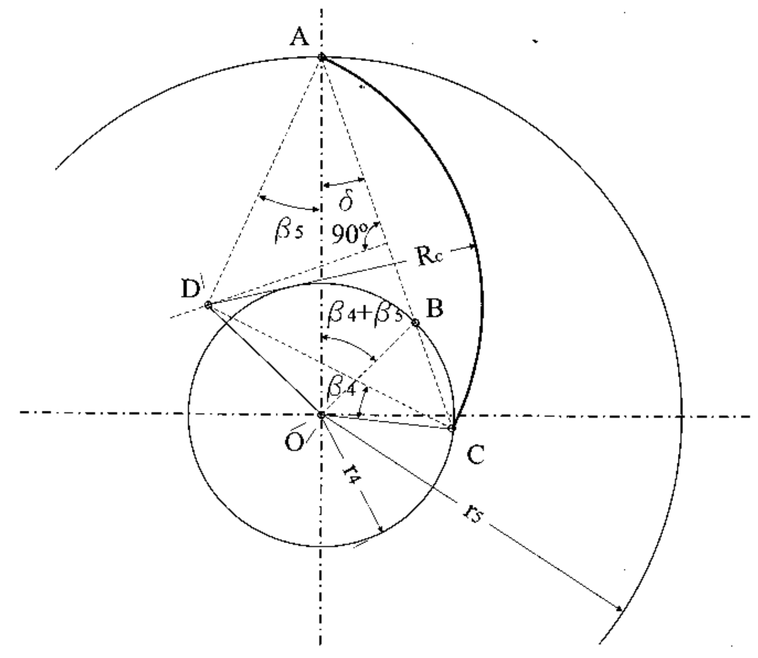


Fig. 12.15 Traçado da pá de rotor radial pelo método do arco de circunferência.

Este tipo de traçado resume-se em resolver graficamente o problema de buscar o centro de um arco de circunferência que corta as circunferências de entrada, com raio $\mathbf{r_4}$, e saída do rotor, com raio $\mathbf{r_5}$, respectivamente sob os ângulos β_4 e β_5 conhecidos.

Inicialmente, são traçadas duas circunferências de raios $\mathbf{r_4}$ e $\mathbf{r_5}$, respectivamente, com centro no ponto **O**. A partir deste ponto, traça-se um raio qualquer $\overline{OA}$, sendo **A** o ponto final da pá a ser construída. Em seguida, marca-se o ângulo $\beta_4 + \beta_5$, a partir do raio $\overline{OA}$, com centro em **O**, dando origem, desta maneira, a um novo raio que intercepta a circunferência de raio $\mathbf{r_4}$ no ponto **B**. Unindo o ponto **A** com o ponto **B** por meio de uma reta e prolongando-a até interceptar novamente a circunferência de raio $\mathbf{r_4}$, determina-se o ponto **C**. A partir do raio $\overline{OC}$, com centro em **C**, é traçado o ângulo β_4 e a partir do raio $\overline{OA}$, com centro em **A**, é traçado o ângulo β_5. O ponto **D**, onde se encontram as retas $\overline{AD}$ e $\overline{CD}$, será o centro da circunferência buscada, conforme se demonstra a seguir.

Como o triângulo **OBC** é isósceles, seus ângulos internos guardam a seguinte relação: $\angle OCB = \angle OBC = 180 - \angle OBA$. Como $\angle OBA = 180 - (\beta_4 + \beta_5) - \delta$, pelo triângulo **OAB**, substituindo este valor na relação anterior, chega-se à conclusão que $\angle OCB = \angle OBC = \beta_4 + \beta_5 + \delta$. Por outro lado, $\angle ACD = \angle OCB - \beta_4 = \beta_4 + \beta_5 + \delta - \beta_4$, donde se conclui que $\angle ACD = \beta_5 + \delta = \angle CAD$, o que permite afirmar que o triângulo **ACD** também é isósceles, com os lados $\overline{AD} = \overline{CD} = R_C$, sendo $\mathbf{R_C}$ o raio de curvatura da pá a ser construída cujo centro está localizado no ponto **D**.

O raio de curvatura, $\mathbf{R_C}$, pode ser calculado pela aplicação da relação dos cosenos aos triângulos **OCD** e **OAD** (Fig. 12.15), o que permite escrever:

$$\overline{OD}^{\,2} = r_4^2 + R_C^2 - 2\ r_4\, R_C\ \cos\beta_4 = r_5^2 + R_C^2 - 2\ r_5\, R_C\ \cos\beta_5$$

donde:

$$R_C = \frac{r_5^2 - r_4^2}{2\left(r_5\ \cos\beta_5 - r_4\ \cos\beta_4\right)} \qquad (12.56)$$

A mesma construção serve para pás curvadas para frente, permutando os pontos **B** e **C**, com o conseqüente deslocamento do centro de curvatura, **D**, para o outro lado da corda $\overline{AC}$. Neste caso, como acontece nos rotores de ventiladores Siroco ($\beta_5 = 150$ a $170°$), a equação (12.56) transforma-se em:

$$R_C = \frac{r_5^2 - r_4^2}{2[r_5 \cos(180° - \beta_5) + r_4\ \mathrm{sen}\ \beta_4]} \qquad (12.57)$$

XXV Construção do rotor

A partir do conhecimento das dimensões básicas do rotor, obtidas nos itens anteriores, e do método de traçado das pás, é possível construir um esboço do rotor (Fig. 12.16) representando as suas grandezas principais por meio das projeções longitudinal e transversal.

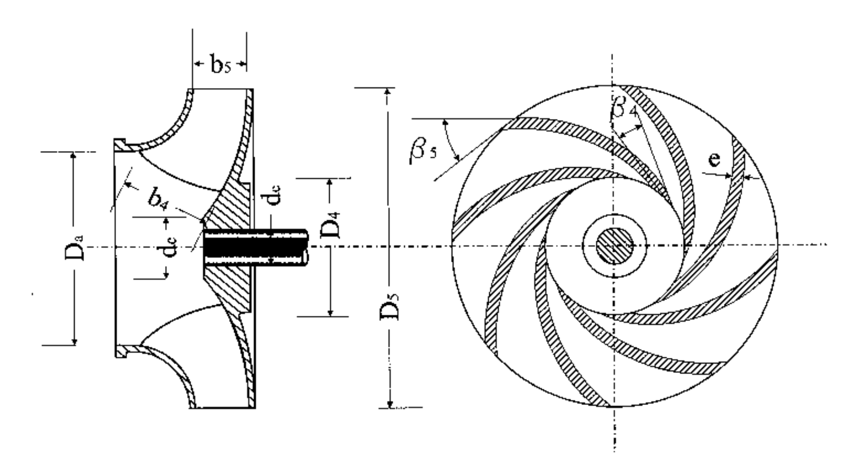


Fig. 12.16 Representação longitudinal e transversal do rotor radial com os principais elementos calculados.

13
CÁLCULO DE ROTORES AXIAIS

Nas máquinas de fluxo axiais de grande velocidade de rotação específica o número de pás é tão reduzido que fica praticamente impossível caracterizar um canal através do qual deverá escoar o fluido com uma determinada velocidade média. É o caso, por exemplo, da turbina eólica axial do eixo horizontal do Parque Eólico de Osório, RS (75 unidades aerogeradoras). Seu rotor possui 71 m de diâmetro exterior, **3 pás** e pode gerar **2,0 MW**, com velocidade de rotação variável de **6** a **21,5 rpm**.

Para este tipo de máquina de fluxo melhores resultados são obtidos pela aplicação da **teoria aerodinâmica** (*aerodynamic theory*), um método bidimensional que considera as pás como **perfis aerodinâmicos** (*airfoils*) isolados, imersos na corrente fluida, e não a hipótese do tubo de corrente unidimensional perfeitamente dirigido pelo canal formado pelas pás do rotor.

A teoria aerodinâmica aproveita o conhecimento acumulado através dos tempos no estudo das asas de avião, aplicando o resultado dos testes de sustentação em perfis aerodinâmicos de aeronaves a máquinas cuja função primordial é alterar o nível energético de um fluido.

O presente capítulo apresenta os fundamentos desta importante teoria, as adaptações necessárias para sua aplicação às máquinas de fluxo, culminando, como na abordagem dos rotores radiais, com a apresentação de um roteiro de cálculo de um rotor axial.

13.1 Fundamentos da teoria aerodinâmica

Em mecânica dos fluidos, costuma-se definir como **circulação** (*circulation*), Γ, a integral de linha ao longo de uma curva fechada **L** do produto escalar do vetor campo de velocidade de escoamento pelo vetor elementar da curva de integração. Ou seja:

$$\Gamma = \oint_L \vec{c} \cdot d\vec{L} = \oint_L c \ \cos\alpha \ dL \qquad (13.1)$$

onde:

Γ = circulação, em m^2/s;

$\vec{c}$ = vetor velocidade do escoamento, de módulo c, em m/s;

$d\vec{L}$ = vetor que caracteriza um elemento da curva fechada, de módulo dL, em m;

α = ângulo que formam os vetores $\vec{c}$ e $d\vec{L}$, em graus.

Um valor nulo da grandeza definida pela equação (13.1) caracteriza um fluxo irrotacional ou potencial, onde as partículas podem sofrer deformações, mas não apresentam giro algum. O desenvolvimento de rotação em uma partícula que, inicialmente, encontra-se num fluxo irrotacional requer a ação de tensões cortantes sobre a sua superfície que, num escoamento real, estarão associadas à viscosidade do fluido e ao gradiente de velocidades. No momento em que o fluxo deixar de ser potencial, o valor finito da circulação passará a caracterizar a intensidade de rotação das partículas fluidas em escoamento.

Imagine-se agora um perfil aerodinâmico imerso numa corrente fluida. No início do escoamento em torno do perfil, considerando-se um fluido real de baixa viscosidade como o ar, o efeito da viscosidade não se faz sentir diante da ausência de gradientes de velocidade elevados. Se a equação (13.1) for aplicada a uma linha fechada que envolve o perfil (Fig. 13.1), o valor da circulação Γ será nulo, caracterizando assim um escoamento potencial ou irrotacional, com um ponto de estagnação junto ao bordo de ataque do perfil e outro na sua parte traseira, mas afastado do bordo de fuga.

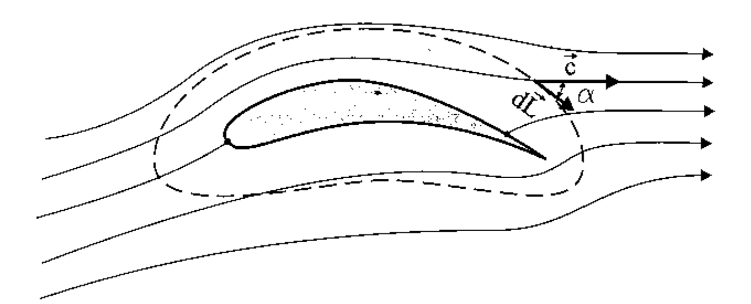


Fig. 13.1 Escoamento potencial ao redor de um perfil aerodinâmico imerso numa corrente fluida.

Como o ponto de estagnação traseiro não coincide com o bordo de fuga do perfil, a medida que a velocidade do escoamento aumenta, este bordo, bastante afilado, passará a ser circundado por partículas com velocidade infinitamente grandes provenientes da parte inferior do perfil. Surgirão, então, elevados gradientes de velocidade que ocasionarão por sua vez o aparecimento de forças tangenciais consideráveis nos fluidos reais. Estas forças tangenciais farão com que as partículas de fluido mais próximas da parede do perfil não tenham energia suficiente para contornar a cauda do perfil, enquanto as partículas mais afastadas, com maior velocidade, rolam sobre elas provocando o descolamento da camada limite aderida à parede e o desprendimento do chamado vórtice inicial de intensidade Γ diferente de zero (Fig. 13.2).

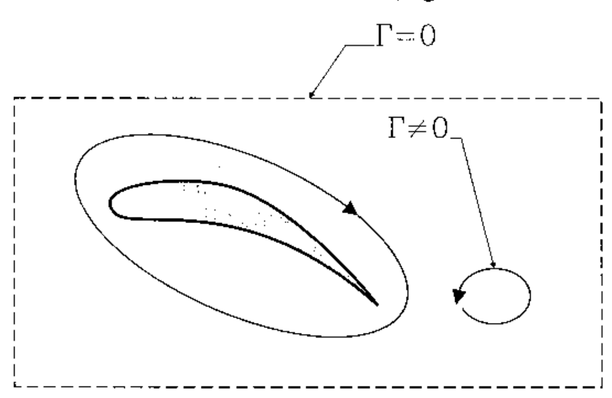


Fig. 13.2 Desprendimento do vórtice inicial com a conseqüente formação de circulação de igual intensidade ao redor do perfil.

Lembrando que o fluxo de um fluido de baixa viscosidade como o ar é muito semelhante ao fluxo irrotacional, exceto nas proximidades do perfil, devido ao elevado gradiente de velocidades, ao se medir a circulação para uma linha fechada suficientemente afastada do perfil verifica-se que ela continua mantendo-se nula apesar da formação do vórtice inicial. Isto pode ser explicado pelo surgimento de uma corrente de circulação, em torno do perfil, de igual intensidade mas de sentido de giro contrário ao vórtice inicial.

Esta corrente de circulação, à medida que aumenta de intensidade, vai deslocando o ponto de estagnação traseiro no sentido do bordo de fuga até que se origine uma corrente tangencial de saída.

Desta maneira, pode-se considerar o escoamento em torno do perfil como a superposição de um escoamento potencial (circulação nula), responsável pelo transporte do fluido, com uma corrente de circulação de intensidade $\Gamma \neq 0$ ao redor do perfil (Fig. 13.3).

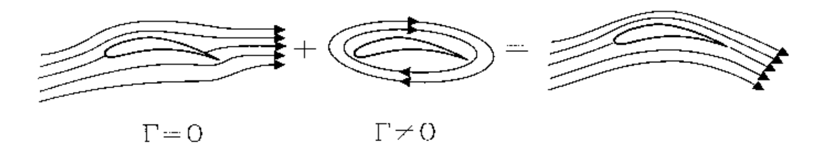


Fig. 13.3 Escoamento real (com atrito) ao redor de um perfil aerodinâmico considerado como a soma de um escoamento potencial com um vórtice de intensidade Γ.

Nenhum destes escoamentos separadamente pode exercer uma força sobre o perfil. Mas, ao se superporem, somando vetorialmente as velocidades em cada ponto, dão origem a velocidades maiores na parte superior do perfil, onde os escoamentos têm o mesmo sentido, e a velocidades menores na parte inferior, onde os escoamentos se contrapõem. Conseqüentemente, como o escoamento resultante é irrotacional, o que permite a aplicação de equação de Bernoulli para pontos situados em linhas de corrente diferentes, produz-se uma sobrepressão na região inferior e uma depressão na região superior do perfil, originando, desta maneira, uma força **F** responsável pelo empuxo ascensional sobre o perfil.

Se o escoamento fosse sem atrito e houvesse uma circulação não nula ao redor do perfil, o teorema de Kutta-Joukowsky demonstraria a

existência de uma força atuante sobre o perfil que seria unicamente de sustentação, ou seja, perpendicular à direção da velocidade da corrente não perturbada pelo perfil, $\mathbf{w}_\infty$ (velocidade da corrente que vem do infinito). No caso real, com a presença do atrito, surge uma componente $\mathbf{F}_a$ de resistência ao deslocamento do perfil, cuja direção é paralela à direção da corrente não perturbada. Pelo exposto, a força ascensional $\mathbf{F}$ atuante sobre um perfil aerodinâmico imerso numa corrente fluida pode ser considerada como a resultante de duas outras, a **força de sustentação,** $\mathbf{F}_s$ (*lift*), perpendicular à direção da velocidade da corrente não perturbada, e a **força de arrasto,** $\mathbf{F}_a$ (*drag*), paralela à direção da velocidade da corrente não perturbada (Fig. 13.4). Ao ângulo ε formado entre a força de sustentação, $\mathbf{F}_s$, e a resultante $\mathbf{F}$ denomina-se de **ângulo de deslizamento** (*gliding angle*), enquanto o ângulo ∂, formado por uma tangente à parte inferior do perfil (segundo a convenção Göttingen) e à direção da velocidade da corrente não perturbada, $\mathbf{w}_\infty$, é chamado de **ângulo de ataque** (*angle of attack*).

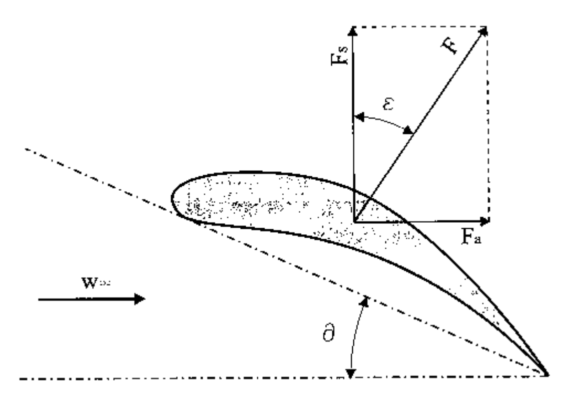


Fig. 13.4 Forças que atuam sobre um perfil aerodinâmico imerso numa corrente fluida.

Embora os valores das forças que atuam sobre um perfil possam ser obtidos teoricamente, com boa concordância com a prática, para ângulos ∂ pequenos, para uma maior precisão os valores de $\mathbf{F}_s$ e $\mathbf{F}_a$, para diferentes valores de ∂ e para um certo perfil, são determinados experimentalmente em túneis aerodinâmicos, normalmente com o auxílio de modelos reduzidos, utilizando-se balanças apropriadas.

Com base nestes ensaios pode-se escrever:

$$F_s = C_s \ L \ b \ \frac{\rho \ w_\infty^2}{2} \tag{13.2}$$

$$F_a = C_a \ L \ b \ \frac{\rho \ w_\infty^2}{2} \tag{13.3}$$

onde:

F_s = força de sustentação, em N;
F_a = força de arrasto, em N;
C_s = coeficiente de sustentação, adimensional;
C_a = coeficiente de arrasto, adimensional;
L = comprimento da corda do perfil (Fig. 13.5), em m;
b = envergadura ou largura do perfil (Fig. 13.5), em m;
ρ = massa específica do fluido no qual se encontra imerso o perfil, em kg/m^3;
w_∞ = velocidade da corrente fluida não perturbada, em m/s.

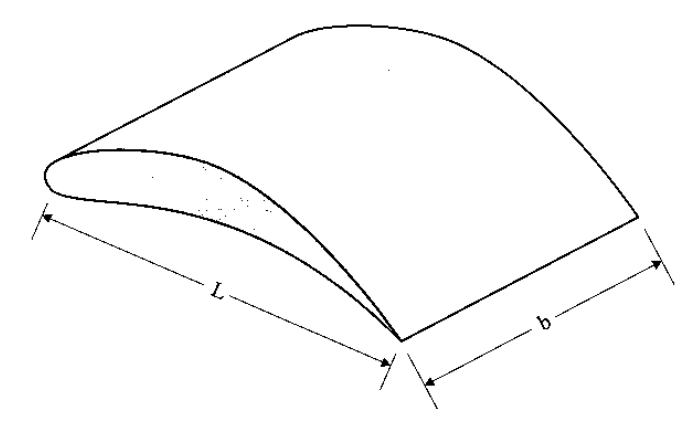


Fig. 13.5 Dimensões de um perfil aerodinâmico.

O termo $\frac{\rho \ w_\infty^2}{2}$, que aparece nas equações (13.2) e (13.3), denominado de **pressão de estagnação** (*stagnation pressure*) ou pressão dinâmica, $\mathbf{p_e}$, produz-se junto ao bordo de ataque do perfil devido ao estancamento da velocidade $\mathbf{w_\infty}$.

Tanto o **coeficiente de sustentação** (*lift coefficient*), $\mathbf{C_s}$, como o **coeficiente de arrasto** (*drag coefficient*), $\mathbf{C_a}$, são adimensionais e dependem da forma do perfil, do ângulo de ataque ∂ e do número de Reynolds da corrente. Para o caso de perfil aerodinâmico o número de Reynolds é definido por:

$$R_e = \frac{w_\infty \; L}{\nu} \qquad (13.4)$$

onde:

ν = coeficiente de viscosidade cinemática do fluido em escoamento que apresenta os seguintes valores:

- ν = **1,008 10^{-6} m²/s = 1,008 cSt** para água a 20°C, e
- ν = **15,1 10^{-6} m²/s = 15,1 cSt** para o ar nas condições de 20°C de temperatura e 1 bar de pressão.

Para diferentes formas de perfil o coeficiente de sustentação cresce praticamente de forma retilínea com relação a um aumento do ângulo de ataque ∂. Até valores de ∂ da ordem de **7°** há uma concordância entre os resultados teóricos e os experimentais. Para valores maiores deste **ângulo** (*stalling angle*), da ordem de **7** a **12°**, começam a ocorrer descolamentos da corrente na face superior do perfil com a formação de vórtices (Fig. 13.6), que fazem diminuir o coeficiente de sustentação, $\mathbf{C_s}$, e aumentar o coeficiente de arrasto, $\mathbf{C_a}$.

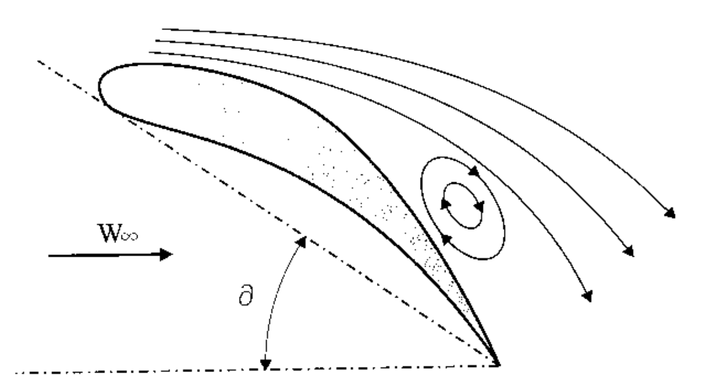


Fig. 13.6 Descolamento da corrente fluida na face superior de um perfil aerodinâmico.

Como já foi mencionado, um perfil aerodinâmico comporta-se de maneira distinta no fluido real e no fluido ideal, fazendo-se necessário o conhecimento de suas características reais, embora se conheçam suas características teóricas. Isto só é possível através de ensaios como os que se realizam sistematicamente nos laboratórios de Göttingen, na Alemanha, e do NACA (*National Advisory Comitee of Aeronautics*), hoje NASA, nos Estados Unidos da América. Para a utilização dos resultados dos testes destes dois laboratórios deve ser levada em consideração uma pequena diferença em suas convenções. Enquanto na convenção Göttingen o ângulo ∂ é medido a partir da tangente à face inferior do perfil, na convenção NACA este mesmo ângulo é medido a partir de uma reta que une os pontos em que a linha média do perfil corta o seu bordo de ataque (dianteiro) e o seu bordo de fuga (traseiro) (Fig. 13.7).

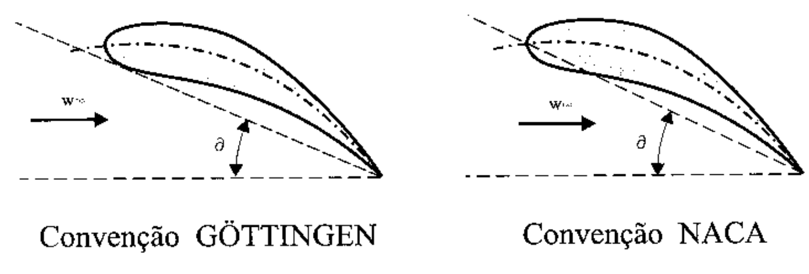


Fig. 13.7 Convenções Göttingen e Naca para perfis aerodinâmicos.

Estas experiências em laboratórios normalmente visam ao cálculo e ao projeto de aeronaves, testando modelos de perfis construídos geralmente com uma relação **L/b = 1/5**. Neste caso, como o valor de **b** é finito, desenvolve-se uma chamada resistência induzida, proveniente de vórtices que se formam nas extremidades do perfil, pois em conseqüência da pressão maior que existe na face inferior do perfil, em comparação com a que existe na face superior, forma-se uma corrente de baixo para cima nas extremidades que dá origem ao surgimento de vórtices dissipadores de energia, os chamados vórtices de ponta de asa (Fig. 13.8).

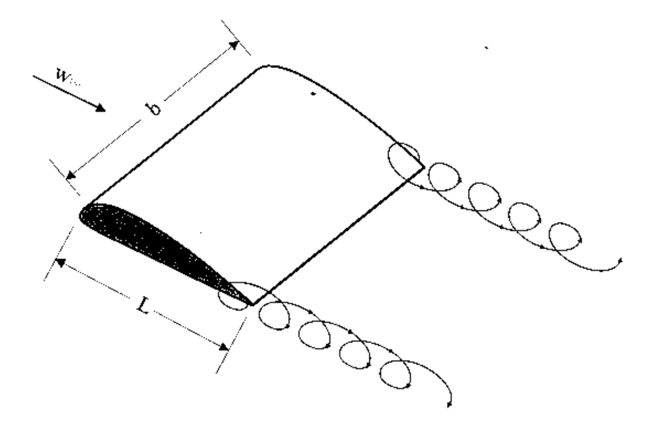


Fig. 13.8 Vórtices de ponta de asa dissipadores de energia.

Nas máquinas de fluxo, os perfis que constituem as pás estão limitados internamente pelo cubo do rotor e externamente pelas paredes da carcaça (presentes na maioria das máquinas), existindo normalmente apenas um pequeno interstício (folga) entre o rotor e a carcaça (Fig. 13.9), o que impede a formação da corrente circulatória de extremidade de pá e conseqüentemente o surgimento da resistência induzida. A limitação lateral do perfil, neste caso, não é levada em consideração, supondo-se, então, $\mathbf{b = \infty}$ e uma relação $\mathbf{L/b = 1/\infty}$.

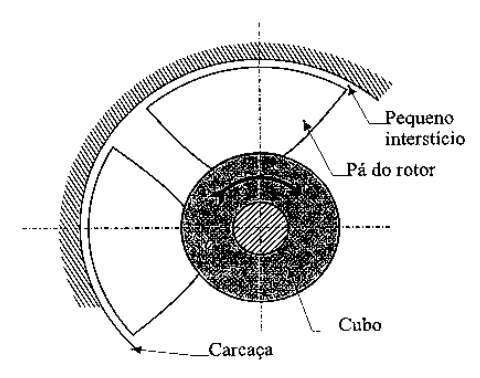


Fig. 13.9 Pequena folga entre rotor e carcaça nas máquinas de fluxo axiais.

Para usar no projeto do rotor de máquinas de fluxo (b = ∞) os valores de $\mathbf{C_a}$ e ∂ obtidos em túneis aerodinâmicos para uma relação **L/b** qualquer, deve-se utilizar fórmulas de conversão como as deduzidas por Prandtl em Pfleiderer & Petermann[1] para $\mathbf{R_e > 10^5}$. Para um coeficiente de sustentação (C_s) determinado, Prandtl indica os seguintes valores para o coeficiente de arrasto e para o ângulo de ataque:

$$C_a = C_a' - \frac{C_s^2}{\pi} \frac{L}{b} \tag{13.5}$$

e

$$\partial = \partial' - 57{,}3 \ \frac{C_s}{\pi} \frac{L}{b} \tag{13.6}$$

onde:

C_a' = valor do coeficiente de arrasto para L/b qualquer, adimensional;
C_a = valor do coeficiente de arrasto para L/b = 1/∞, adimensional;
∂' = ângulo de ataque para L/b qualquer, em graus;
∂ = ângulo de ataque para L/b = 1/∞, em graus.

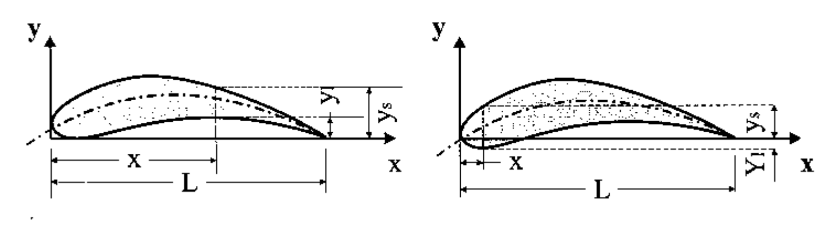
Na literatura sobre máquinas de fluxo, os valores de $\mathbf{C_a}$ e ∂ já são indicados convertidos e os perfis ensaiados têm sua forma caracterizada por tabelas como, por exemplo, o Quadro 13.1, para o perfil **Göttingen 428**, onde os valores das ordenadas (cuja diferença traduz a espessura do perfil) estão expressos em função de valores percentuais do comprimento da corda do perfil.

[1] PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo.*

Quadro 13.1 – Dimensões padronizadas do perfil Göttingen 428.

$\frac{x}{L}100$	0	1,25	2,5	5,0	7,5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
$\frac{y_s}{L}100$	1,25	2,75	3,50	4,80	6,05	6,50	7,55	8,20	8,55	8,35	7,80	6,80	5,50	4,20	2,15	1,20	0,00
$\frac{y_i}{L}100$	1,25	0,30	0,20	0,10	0,00	0,00	0,05	0,15	0,30	0,40	0,40	0,35	0,25	0,15	0,05	0,00	0,00

A simbologia utilizada para representar as dimensões principais do perfil que constam da tabela anterior com relação a um sistema de coordenadas cartesianas encontra-se ilustrada na Fig. 13.10, tanto para a convenção Göttingen como para a convenção NACA.



Convenção GÖTTINGEN Convenção NACA

Fig. 13.10 Representação das dimensões principais dos perfis aerodinâmicos segundo as convenções Göttingen e Naca.

Normalmente os resultados dos ensaios, já corrigidos, para a determinação das características dos perfis aerodinâmicos são apresentados sob a forma de curvas, entre as quais podem ser citadas a curva de $\mathbf{C_s}$ em função de $\mathbf{C_a}$, denominada de **curva polar** (*polar diagram*), e a curva de $\mathbf{C_s}$ em função de ∂ (Fig. 13.11).

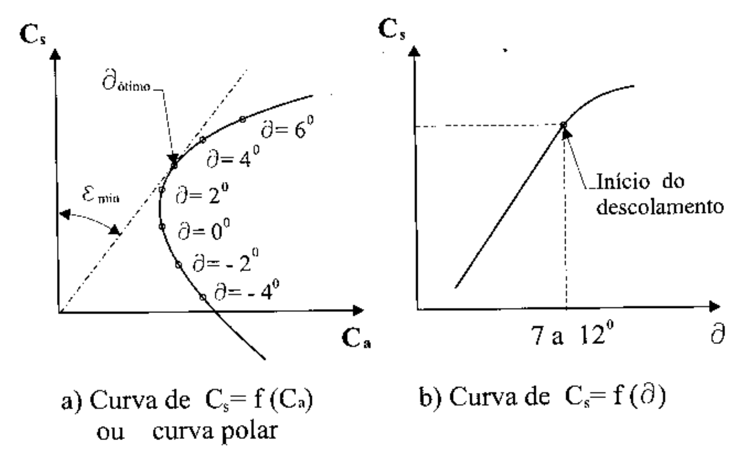


Fig. 13.11 Curvas ou diagramas característicos de perfis aerodinâmicos.

A curva polar (Fig. 13.11.a) tem como abcissas os coeficientes de arrasto, $\mathbf{C_a}$, e como ordenadas os coeficientes de sustentação, $\mathbf{C_s}$, para cada ângulo de ataque, cujos valores encontram-se representados sobre a mesma curva. Para cada valor do ângulo de ataque, de acordo com a Fig. 13.4 e com as equações (13.2) e (13.3), pode ser calculada a tangente do angulo de deslizamento por meio da seguinte relação:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{F_a}{F_s} = \frac{C_a}{C_s} \qquad (13.7)$$

O valor mínimo desta tangente ($\operatorname{tg} \varepsilon_{min}$), denominado de **coeficiente de planeio**, pode ser obtido a partir da Fig. 13.11.a, traçando uma tangente à curva polar desde a origem das coordenadas. O ângulo de ataque, ∂, correspondente a este ponto de tangência será o ângulo de ataque ótimo, ou seja, o ângulo de ataque que proporciona menor relação entre a força de arrasto e a força de sustentação para um determinado perfil. Quanto menor for o valor do coeficiente de planeio melhor será o perfil. De acordo com Sedille,[2] para bons perfis, situados em uma corrente uniforme, $\mathbf{tg}\ \varepsilon_{min} \cong \mathbf{0{,}017}$, o que corresponde a $\varepsilon_{min} \cong \mathbf{1°}$. A denominação de coeficiente de planeio a $\mathbf{tg}\ \varepsilon_{min}$ deve-se ao fato que se

[2] SEDILLE, M. *Turbomachines hydrauliques et thermiques.*

um planador, considerado como um perfil aerodinâmico, for solto a uma determinada altura ele deslizará em direção à terra, em vôo estável, segundo um ângulo ε_{min}.

Já as curvas $\mathbf{C_s = f\,(\partial)}$ (Fig. 13.11.b) podem ser obtidas a partir de equações oriundas da análise estatística dos resultados dos ensaios que geralmente apresentam-se sob a forma:

$$C_s = K_1 \frac{y_{máx}}{L} + K_2\ \partial \tag{13.8}$$

onde:

L = comprimento da corda do perfil, em m;

∂ = ângulo de ataque, em graus;

K_1 e K_2 = constantes adimensionais para uma determinada família de perfis;

$y_{máx} = (y_s - y_i)_{máx}$ = espessura máxima do perfil, em m;

sendo:

y_s = ordenada superior do perfil, para um determinado valor da abcissa x (representada como um percentual do comprimento L), em m;

y_i = ordenada inferior do perfil (pode ser negativa para determinados perfis), para o mesmo valor da abcissa correspondente a y_s, em m.

Para o perfil **Göttingen 428**, cujas medidas já foram apresentadas no quadro anterior, tem-se, por exemplo:

$$C_s = 4{,}8\ \frac{y_{máx}}{L} + 0{,}092\ \partial \tag{13.9}$$

onde:

$K_1 = 4{,}8$ e $K_2 = 0{,}092$.

As expressões do tipo (13.9) permitem variar a espessura dos perfis de uma mesma família e conseqüentemente o valor do coeficiente de sustentação para um mesmo ângulo de ataque, multiplicando as ordenadas indicadas no quadro (y_s e y_i) por um valor numérico denominado de **fator de engrossamento** (*thickning factor*), **e**, que pode ser maior (representa engrossamento) ou menor que **um** (representa afinamento). É possível, algumas vezes, utilizar em uma mesma pá do rotor de máquina de fluxo, o mesmo perfil para todas as suas seções, fazendo-se mais grosso no

cubo e mais fino na periferia, desde que não se afaste mais de **20%** do valor normal.

As curvas $\mathbf{C_s = f(\partial)}$ obtidas experimentalmente concordam muito bem com a equação (13.8), constituindo-se em retas, até o valor do ângulo de ataque correspondente ao início do descolamento (7 a 12° para uma grande parte dos perfis).

A distribuição de pressões em torno de um perfil aerodinâmico está longe de ser uniforme, conforme se pode observar na Fig. 13.12, para um perfil que possui na sua região de saída uma pressão $\mathbf{p_6}$ maior que a pressão $\mathbf{p_3}$ existente numa região anterior a ele e ainda não perturbada pela sua presença. Inicialmente, constata-se sobre o bordo de ataque um acréscimo de pressão devido à estagnação, $\mathbf{p_e} = \rho\ \mathbf{w_\infty^2/2}$. Na face inferior do perfil (lado de pressão maior) esta pressão varia segundo a linha $\mathbf{p_i}$ até se tornar igual a $\mathbf{p_6}$, na saída do perfil. Enquanto isto, na face superior do perfil (lado de pressão menor) a pressão cai bruscamente junto ao bordo de ataque, logo após o ponto de estagnação dianteiro, até um valor $p_3 - \Delta p'$. Logo a seguir esta pressão aumenta para novamente cair até um valor $p_3 - \Delta p''$ a partir do qual passa a crescer segundo a linha $\mathbf{p_s}$ até igualar-se a $\mathbf{p_6}$ na saída.

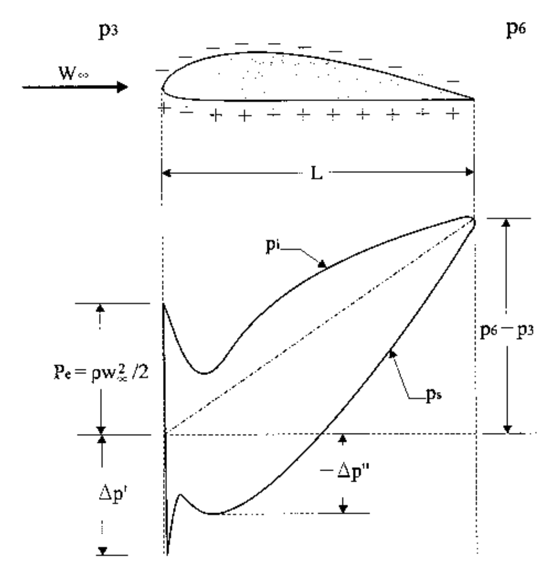


Fig. 13.12 Distribuição de pressões em torno de um perfil aerodinâmico.

O valor da primeira depressão pode ser expresso pela fórmula:

$$\Delta p' = K' \frac{\rho \, w_\infty^2}{2} \qquad (13.10)$$

K′ = coeficiente adimensional, que depende da forma do bordo de ataque do perfil.

A depressão expressa pela equação (13.10) não assume um papel muito importante por se limitar a uma zona bastante reduzida do bordo de ataque. Já a depressão $-\Delta p''$ tem muito mais importância porque se estende por uma distância considerável, onde a cavitação (no caso de líquidos), que eventualmente poderá se produzir, será capaz de reduzir consideravelmente a seção de passagem do escoamento, caso este perfil faça parte, por exemplo, do rotor de uma bomba. O valor desta depressão pode ser calculado aproximadamente por:

$$\Delta p'' = K'' \rho \; C_s \; w_\infty^2 \qquad (13.11)$$

onde, como valores apenas orientadores, para o coeficiente adimensional, **K″**:

$K'' \cong 0{,}7$ para o caso de bombas;
$K'' \cong 0{,}3$ para o caso de turbinas hidráulicas.

É importante salientar que a distribuição de pressões apresentada é apenas um exemplo, já que ela varia de perfil para perfil e, para um mesmo perfil, depende, entre outros fatores, do ângulo de ataque e da velocidade do escoamento.

13.2 Modelos de escoamento utilizados no projeto de rotores axiais

O escoamento através de um rotor axial de máquina de fluxo pode ser considerado como a superposição de uma corrente axial uniforme com outra corrente denominada de vórtice, na qual as partículas de fluido descrevem trajetórias circulares, dando origem a um fluxo que se desenvolve sobre superfícies cilíndricas concêntricas. As partículas de fluido sobre a mesma superfície cilíndrica movimentam-se com uma mesma velocidade tangencial e velocidade angular. Estas velocidades,

no entanto, podem variar de um cilindro para outro, determinando uma distribuição de pressões ao longo do raio. Isto porque a condição de equilíbrio para escoamentos de trajetória circular requer, para cada partícula, que a força centrífuga seja compensada pela pressão ou altura de coluna fluida, de acordo com a equação:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{c_u^2}{r}\,dr \quad \therefore \quad \frac{dp}{dr} = \rho\,\frac{c_u^2}{r} \tag{13.12}$$

onde:

p = pressão no raio r de uma superfície cilíndrica de escoamento, em N/m^2;

c_u = velocidade tangencial de uma partícula fluida situada sobre este mesmo raio, em m/s.

No caso de um rotor axial a velocidade $\mathbf{c_u}$ pode aumentar ou diminuir do cubo até a periferia (diâmetro exterior) do rotor. Na Fig. 13.13 encontram-se ilustradas duas situações possíveis, acima do eixo horizontal da figura, para uma turbina hidráulica, e, abaixo do eixo, para uma bomba axial.

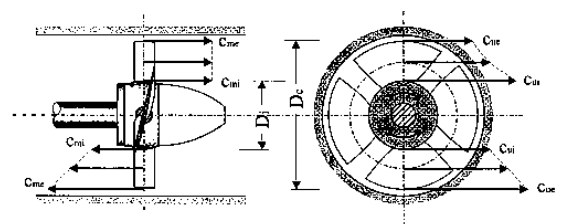


Fig. 13.13 Distribuição da velocidade meridiana e da velocidade tangencial do cubo para a periferia de um rotor axial. Acima do eixo horizontal da figura encontra-se representado um exemplo em que c_m permanece constante e c_u decresce. Abaixo do eixo, a situação em que c_m e c_u crescem.

A equação geral para esta variação é:

$$c_u\ r^n = \text{constante} \tag{13.13}$$

A variação da velocidade meridiana da partícula fluida, $\mathbf{c_m}$, do cubo para a periferia também será diferente segundo o valor do expoente **n** (Fig. 13.13). É importante lembrar que $\mathbf{c_m}$ varia também com a vazão de acordo com a equação (3.10).

Os modelos de escoamento mais utilizados para o projeto de rotores axiais são:

a) o vórtice potencial;

b) o vórtice forçado.

O modelo de escoamento do tipo **vórtice potencial** (*free vortex*) é determinado pelo expoente **n = 1**, na equação (13.13), o que implica na relação:

$$c_u \; r = \text{constante} \tag{13.14}$$

Como a equação fundamental simplificada para máquinas de fluxo axiais, de acordo com a equação (7.3), é da forma (para $c_{u3} = 0$):

$$Y_{pá} = u \; c_u = \omega \; r \; c_u \tag{13.15}$$

A adoção de um modelo de escoamento do tipo vórtice potencial para o projeto do rotor determina que a energia trocada entre fluido e rotor é constante para todos os diâmetros, ou seja, $\mathbf{Y_{pá}}$ **= constante** do cubo até a periferia do rotor.

O modelo de escoamento do tipo **vórtice forçado** (*forced vortex*) é determinado pelo expoente **n = – 1** na equação (13.13), o que se traduz na expressão:

$$\frac{c_u}{r} = \omega = \text{constante} \tag{13.16}$$

Ou seja, como a velocidade angular, ω, é constante, isto significa que o fluido movimenta-se como um **bloco sólido em rotação** (*solid body rotation*).

Levando o valor de $\mathbf{c_u}$ da equação (13.16) na (13.15), chega-se a:

$$Y_{pá} = \omega^2 \; r^2 \qquad (13.17)$$

determinando que a energia trocada entre fluido e rotor cresce do cubo para a periferia de acordo com uma distribuição parabólica em função do raio.

Inicialmente o escoamento do tipo vórtice potencial foi o único a ser utilizado no projeto de rotores axiais e ainda hoje, na Europa, é considerado superior aos outros modelos. Mais tarde, devido a ensaios executados com escoamentos do tipo vórtice forçado, este modelo foi considerado, nos Estados Unidos da América, como o mais moderno e melhor. Na realidade estes dois pontos de vista extremos são incorretos, pois cada modelo apresenta suas vantagens e seus inconvenientes.

Por ser o mais freqüentemente usado no Brasil para o projeto de máquinas de fluxo axiais, buscar-se-á a condição de equilíbrio para o modelo de escoamento do tipo vórtice potencial.

Para tanto, será aplicada a **equação de Bernoulli** (*Bernoulli's equation*) ao escoamento incompressível através de uma máquina de fluxo axial, assim expressa:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \; z = \text{constante} \qquad (13.18)$$

onde:
c = velocidade absoluta da corrente fluida, em m/s;
p = pressão estática do fluido, em N/m^2;
ρ = massa específica do fluido, em kg/m^3;
g = aceleração da gravidade, em m/s^2;
z = cota de referência de um ponto do escoamento, em m.

Como o vórtice potencial é um escoamento potencial ou irrotacional, a equação (13.18) será válida para qualquer ponto deste escoamento.

Deste modo, considerando a energia de posição, **g z**, constante (variação insignificante comparada com os outros termos) e derivando a equação de Bernoulli com relação ao raio, obtém-se:

$$c\,\frac{dc}{dr} + \frac{1}{\rho}\,\frac{dp}{dr} = 0 \qquad (13.19)$$

Combinando a equação (13.19) com a equação de equilíbrio para escoamentos onde as partículas de fluido descrevem trajetórias circulares (13.12), chega-se a:

$$c\,\frac{dc}{dr} + \frac{c_u^2}{r} = 0 \qquad (13.20)$$

Por outro lado, derivando com relação ao raio a equação (13.14) que rege o escoamento do tipo vórtice potencial, vem:

$$r\,\frac{dc_u}{dr} + c_u = 0 \qquad (13.21)$$

Multiplicando todos os termos desta equação por $\mathbf{c_u}$ e dividindo por $\mathbf{r}$, obtém-se:

$$c_u\,\frac{dc_u}{dr} + \frac{c_u^2}{r} = 0 \quad \therefore \quad \frac{c_u^2}{r} = -\,c_u\,\frac{dc_u}{dr}$$

Substituindo este valor na equação (13.20), ela assume a forma:

$$c\,\frac{dc}{dr} - c_u\,\frac{dc_u}{dr} = 0 \qquad (13.22)$$

Ora, esta equação nada mais é do que a derivada com relação ao raio da diferença dos quadrados da velocidade absoluta, **c**, e da sua componente tangencial, $\mathbf{c_u}$, ou seja, a derivada com relação ao raio do quadrado da componente meridiana da velocidade absoluta, conforme se pode observar no triângulo de velocidades da Fig. 3.5. Isto permite escrever:

$$\frac{d}{dr}\left(c^2 - c_u^2\right) = 0 \quad \therefore \quad \frac{d}{dr}\,c_m^2 = 0 \quad \therefore$$

$$c_m = \text{constante} \qquad (13.23)$$

Conclusão: a condição de equilíbrio para a aplicação de um modelo de escoamento do tipo vórtice potencial no **projeto de rotores axiais** (*axial impeller design*) implica em se ter a componente meridiana, $\mathbf{c_m}$, constante para todos os diâmetros do rotor (situação representada na parte superior da Fig. 13.13). No projeto do rotor pela teoria do vórtice potencial, esta condição deve ser aplicada em conjunto com a condição obtida anteriormente, $\mathbf{Y_{pá}}$ **= constante**, também para todos os diâmetros.

Aplicando esta condição para uma bomba ou ventilador axial em que $\alpha_3 = \mathbf{90°}$ para todos os diâmetros, o que conduz a $\mathbf{c_{u3i} = c_{u3m} = c_{u3e} = 0}$, pela equação (7.3) pode-se escrever:

$$Y_{pá} = u_i \, c_{u6i} = u_m \, c_{u6m} = u_e \, c_{u6e} = \text{constante} \qquad (13.24)$$

onde os índices **i**, **m**, **e**, caracterizam componentes de velocidades correspondentes aos cortes do rotor por superfícies cilíndricas coaxiais, de diâmetros $\mathbf{D_i}$ (diâmetro interior ou do cubo), $\mathbf{D_m}$ (diâmetro médio) e $\mathbf{D_e}$ (diâmetro exterior), respectivamente.

A equação (13.24) junto com a condição $\mathbf{c_m}$ **= constante**, para todos os diâmetros, leva à construção dos triângulos de velocidades da Fig. 13.14, onde os ângulos de inclinação das pás, β (aqui representado como o ângulo de inclinação da corda do perfil com relação à direção de **u**), diminuem à medida que aumenta o diâmetro, o que permite concluir que as pás do rotor sofrerão uma torção do cubo para a periferia.

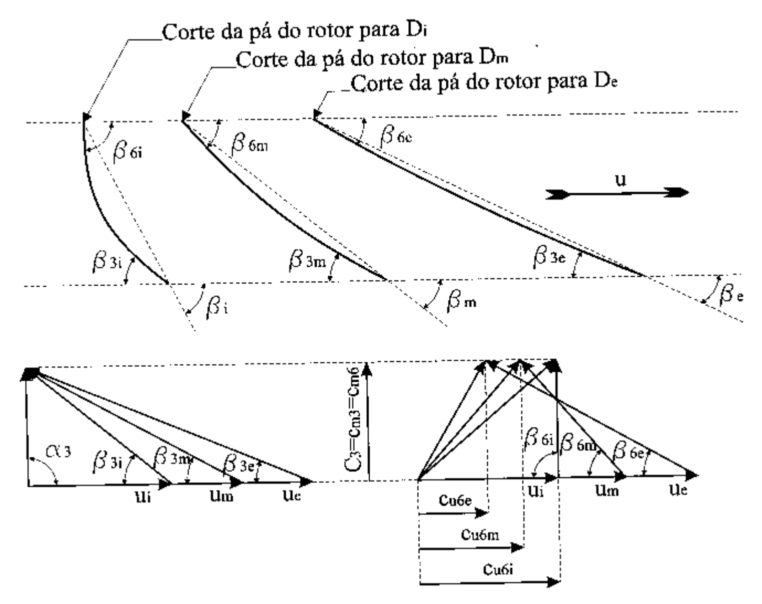


Fig. 13.14 Triângulos de velocidades e representação do corte cilíndrico das pás para diferentes diâmetros de um rotor axial projetado pela teoria do vórtice potencial, observando-se a diminuição do ângulo β do cubo para a periferia.

13.3 Escoamento através de uma grade

A Fig. 13.15 representa a **grade** (*cascade*) para um determinado diâmetro do rotor axial de uma máquina de fluxo, que consiste no corte do rotor por uma superfície cilíndrica e coaxial à máquina desenvolvido sobre o plano. Na grade, o vetor $\vec{u}$ representa a velocidade tangencial do rotor para o diâmetro considerado, $\vec{w}_3$ e $\vec{w}_6$, as velocidades relativas da corrente fluida para a entrada e saída do rotor, respectivamente, **t** é o passo entre as pás e **L** o comprimento do seu perfil.

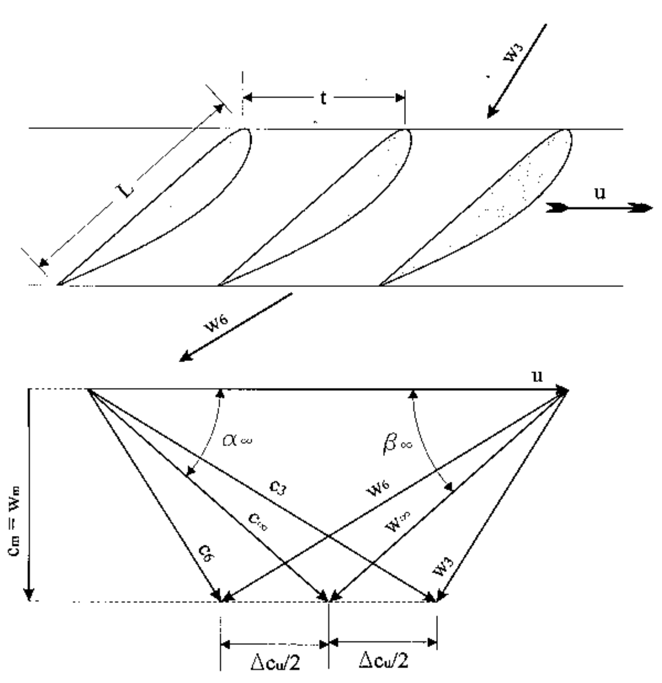


Fig. 13.15 Escoamento através de uma grade de máquina de fluxo axial e triângulos de velocidades correspondentes.

Diferentemente do escoamento em torno de um perfil isolado, que exerce influência apenas sobre as partículas de fluido na vizinhança do perfil e no qual a velocidade relativa da corrente não perturbada, $\vec{w}_\infty$, mantém-se inalterada a uma distância suficientemente grande do perfil, no escoamento através de uma grade de pás, como acontece no rotor das máquinas de fluxo, as velocidades $\vec{w}_3$ e $\vec{w}_6$, antes e após a grade, são modificadas tanto em intensidade como em direção. A adoção dos índices **3** e **6** para as velocidades relativas significa que estão sendo tomados pontos suficientemente afastados das pás onde a corrente fluida já pode ser considerada uniformizada.

Vavra[3] demonstra que se pode aplicar a cada pá da grade os resultados obtidos nos ensaios com perfis isolados, desde que se tome no lugar de $\vec{w}_\infty$, o valor médio vetorial de $\vec{w}_3$ e $\vec{w}_6$, ou seja, que a direção

[3] VAVRA, M. H., *Aero-thermodynamics and flow in turbomachines.*

e o módulo de $\vec{w}_\infty$, sejam definidos pela mediana com relação ao lado $\Delta \mathbf{c}_u$ do triângulo formado por $\mathbf{w}_3$, $\mathbf{w}_6$ e $\Delta \mathbf{c}_u$ (Fig. 13.15), onde:

$$\Delta c_u = c_{u3} - c_{u6} \text{ para máquinas de fluxo motoras axiais} \qquad (13.25)$$

e

$$\Delta c_u = c_{u6} - c_{u3} \text{ para máquinas de fluxo geradoras axiais.} \qquad (13.26)$$

A proximidade das pás numa grade afeta não só a direção da corrente como também a circulação, Γ, em torno da pá. Deste modo, as velocidades e pressões serão também diferentes e conseqüentemente o coeficiente de sustentação de um perfil formando grade, $\mathbf{C}_{sg}$, é diferente do coeficiente de sustentação de um perfil considerado isolado.

Normalmente são indicados diagramas que permitem calcular a variação do coeficiente de sustentação de uma pá isolada, $\mathbf{C}_{sp}$, em função do coeficiente de sustentação da pá em grade, $\mathbf{C}_{sg}$. Entre estes diagramas pode ser citado o de Kováts & Desmur[4] (Fig. 13.16), obtido a partir de grande número de ensaios, no qual o coeficiente de correção, $\mathbf{C}_{sg}/\mathbf{C}_{sp}$, é dado em função da relação $\mathbf{t/L}$, onde $\mathbf{t}$ é o passo entre pás da grade e $\mathbf{L}$ o comprimento da corda do perfil, e do ângulo β_m, obtido pela média entre os ângulos β_3 e β_6, que as velocidades $\mathbf{w}_3$ e $\mathbf{w}_6$ formam com a direção da velocidade tangencial, **u**.

[4] KOVÁTS, A. & DESMUR, G., *Pompes, ventilateurs, compresseurs.*

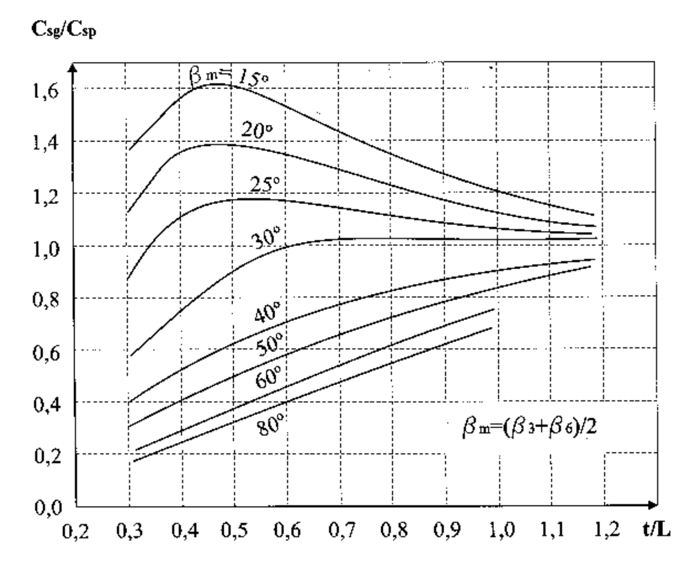


Fig. 13.16 Diagrama de Kováts & Desmur[5] para o cálculo do coeficiente de correção para a pá situada numa grade.

Também pode ser citada a expressão analítica proposta por Souza:[6]

$$\frac{C_{sg}}{C_{sp}} = 1 + \left(1{,}34 - \frac{t}{L}\right)\left[tg\left(55{,}131 - 0{,}29\,\beta_\infty - 0{,}0881\,\beta_\infty^2 + 0{,}00122\,\beta_\infty^3\right)\right] \quad (13.27)$$

onde:

C_{sg} = coeficiente de sustentação da pá em grade, adimensional;
C_{sp} = coeficiente de sustentação de uma pá isolada, adimensional;
t = passo entre pás da grade, em m;
L = comprimento da corda do perfil da pá, em m;
β_∞ = ângulo que a direção da corrente relativa não perturbada, w_∞, forma com a direção da velocidade tangencial, u, para um determinado diâmetro do rotor, em graus.

---

[5] Ibidem.
[6] SOUZA, Z. de. *Dimensionamento de máquinas de fluxo:* turbinas-bombas-ventiladores.

Como ainda não existem informações suficientes sobre o efeito da grade nas máquinas de fluxo calculadas pela teoria aerodinâmica, procura-se, sempre que possível, trabalhar com uma relação **t/L > 1,3**, quando então se desconsidera este coeficiente de correção no projeto de rotores axiais.

13.4 Aplicação da teoria aerodinâmica às máquinas axiais

De acordo com a Fig. 13.17, que representa o diagrama de forças atuantes sobre um perfil situado numa grade de turbina (máquina de fluxo motora), e conforme se observa na Fig. 13.18, que representa as mesmas forças atuando sobre um perfil em uma grade de bomba axial (máquina de fluxo geradora), o ângulo β que uma tangente ao perfil (convenção Göttingen) forma com a direção da velocidade tangencial, **u**, pode ser determinado da seguinte maneira:

– para máquinas de fluxo motoras: $\beta = \beta_\infty - \partial$; (13.28)

– para máquinas de fluxo geradoras: $\beta = \beta_\infty + \partial$. (13.29)

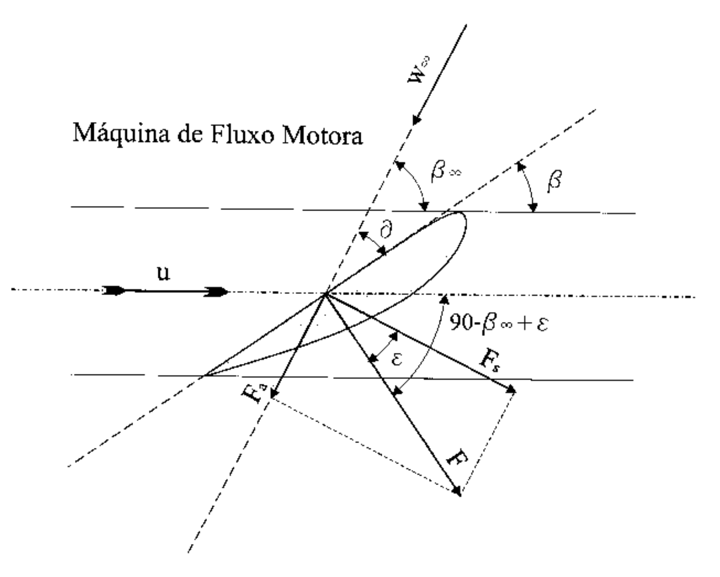


Fig. 13.17 Forças atuantes sobre um perfil de grade de máquina de fluxo motora axial.

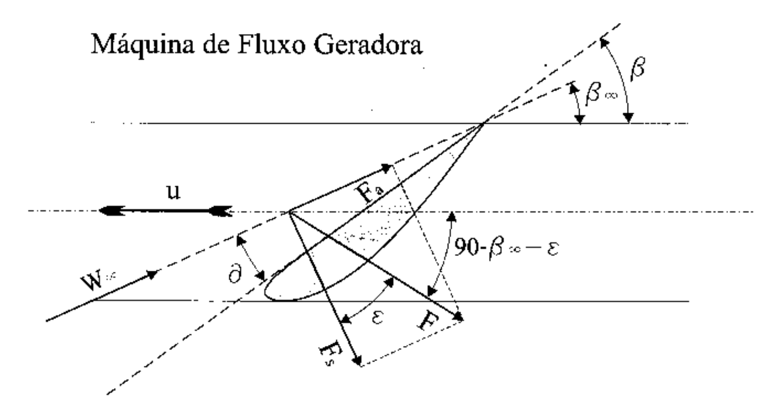


Fig. 13.18 Forças atuantes sobre um perfil de grade de máquina de fluxo geradora axial.

Ou, juntando numa mesma expressão com o sinal duplo ±, onde o sinal + refere-se às máquinas geradoras e o sinal − às máquinas motoras, como será adotado na dedução a seguir, para sintetizar as equações:

$$\beta = \beta_\infty \pm \partial \qquad (13.30)$$

Nas Fig. (13.17) e (13.18) observa-se, ainda, que:

$$F = \frac{F_s}{\cos\ \varepsilon} \qquad (13.31)$$

Para bons perfis, já foi comentado no item 13.1 que: $\varepsilon \cong$ **1°** ∴ **cos ε = 0,99985 ≅ 1**.

Isto permite considerar, de acordo com a equação (13.2):

$$F \cong F_s = C_s\ L\ b\ \frac{\rho\ w_\infty^2}{2} \qquad (13.32)$$

Como a força **F,** que atua sobre o perfil, é variável ao longo da envergadura, **b**, da pá, ao aplicá-la sobre o anel circular elementar de raio **r** e largura **dr** (Fig. 13.19), vem:

$$dF = C_s \frac{\rho \ w_\infty^2}{2} \ L \ dr \qquad (13.33)$$

Fig. 13.19 Anel circular elementar do rotor axial sobre o qual atuará a força dF.

Por definição, a potência que age sobre o anel elementar de uma pá pode ser calculada como o produto de sua velocidade tangencial, **u**, pela projeção, na mesma direção da velocidade tangencial, do elemento de força que atua sobre o anel, $\mathbf{dF_u}$. Neste caso, sendo **N** o número de pás, a potência elementar do rotor pode ser expressa por:

$$dP_{pá} = N \ dF_u \ u$$

Ou, pelas Fig. (13.17) e (13.18):

$$dP_{pá} = N \ dF \ \cos\left[90 - \left(\beta_\infty \pm \varepsilon\right)\right] u \qquad (13.34)$$

Substituindo a equação (13.33) em (13.34):

$$dP_{pá} = N \ C_s \ \frac{\rho \ w_\infty^2}{2} \ L \ dr \ \cos\left[90 - \left(\beta \pm \varepsilon\right)\right] u$$

Sabendo-se que: $\cos\left[90 - \left(\beta_\infty \pm \varepsilon\right)\right] = \text{sen}\left(\beta_\infty \pm \varepsilon\right)$, vem:

$$dP_{pá} = N \ u \ C_s \ \frac{\rho \ w_\infty^2}{2} \ L \ dr \ \text{sen}\left(\beta_\infty \pm \varepsilon\right) \qquad (13.35)$$

Por outro lado, de acordo com a equação da continuidade (3.10), pelo anel elementar deve passar a vazão:

$$dQ = 2\ \pi\ r\ dr\ c_m$$

o que leva a escrever, de acordo com a fórmula da potência (3.25):

$$dP_{pá} = \rho\ dQ\ Y_{pá} = \rho\ 2\ \pi\ r\ dr\ c_m\ Y_{pá} \qquad (13.36)$$

Como o passo entre pás é calculado por:

$$t = \frac{2\ \pi\ r}{N} \quad \therefore \quad 2\pi\ r = t\ N$$

Levando este valor na equação (13.36), vem:

$$dP_{pá} = \rho\ \ t\ \ N\ \ dr\ \ c_m\ \ Y_{pá} \qquad (13.37)$$

Igualando as equações (13.35) e (13.37) e arranjando os termos, chega-se a:

$$C_s\ \frac{L}{t} = \frac{2\ Y_{pá}}{w_\infty^2\ u}\ \frac{c_m}{\operatorname{sen}(\beta_\infty \pm \varepsilon)} \qquad (13.38)$$

Esta é a equação que rege o cálculo dos perfis para cada seção cilíndrica de um rotor de máquina de fluxo axial pela teoria aerodinâmica.

Para máquinas de fluxo geradoras, normalmente se despreza o valor de ε por sua pequenez com relação a β_∞ e mesmo porque, como isto significa desprezar o atrito e o atrito traz uma contribuição positiva para o trabalho das pás, deste modo a potência transmitida será maior que a calculada, ou seja, estará sendo adotada uma medida em favor da segurança do projeto. Para máquinas de fluxo motoras (turbinas), entretanto, não se pode desprezar o efeito do atrito e o ângulo ε não deve ser desconsiderado.

Voltando à equação (13.38) e considerando o caso das máquinas de fluxo geradoras, onde pode ser adotado $\varepsilon = \mathbf{0}$, e sabendo que $\mathbf{w_\infty = c_m / sen\ \beta_\infty}$, obtém-se:

$$C_s \ L = \frac{t \ 2 \ Y_{pá}}{w_\infty \ u} \tag{13.39}$$

Como $t = \pi D / N$ e $u = \pi \ D \ n$, substituindo estes valores na equação (13.39), tem-se:

$$C_s \ L = \frac{2 \ Y_{pá}}{N \ n \ w_\infty} \tag{13.40}$$

onde:

C_s = coeficiente de sustentação do perfil, para um determinado diâmetro do rotor, adimensional;
L = comprimento da corda do perfil, para um determinado diâmetro do rotor, em m;
$Y_{pá}$ = trabalho específico intercambiado nas pás do rotor, em J/kg;
N = número de pás do rotor, adimensional;
n = velocidade de rotação do rotor, em rps;
w_∞ = velocidade relativa da corrente não perturbada, em m/s.

Ou, considerando o coeficiente de correção que leva em conta o efeito de grade:

$$C_s \left(\frac{C_{sg}}{C_{sp}} \right) L = \frac{2 \ Y_{pá}}{N \ n \ w_\infty} \tag{13.41}$$

Esta equação estabelece a base para o projeto de bombas e ventiladores axiais pela teoria aerodinâmica. Se o modelo de escoamento adotado for o vórtice potencial o lado direito desta equação é constante, exceto o termo $\mathbf{w}_\infty$ e, pode-se dizer que, para cada seção cilíndrica das pás do rotor, o perfil correspondente possui uma relação $\mathbf{C_s \ L}$ inversamente proporcional à velocidade $\mathbf{w}_\infty$.

Com relação à construção de ventiladores axiais Eck[7] diz que o perfil aerodinâmico só apresenta vantagens, sob o ponto de vista econômico, sobre o perfil construído em chapa plana, para números de Rey-

[7] ECK, B., *Fans.*

nolds maiores que **80000** e, mesmo assim, quando se consegue um bom acabamento superficial do perfil aerodinâmico. Para muitos ventiladores, a pá em chapa com perfil em arco de circunferência (Fig. 13.20) é a solução mais recomendada.

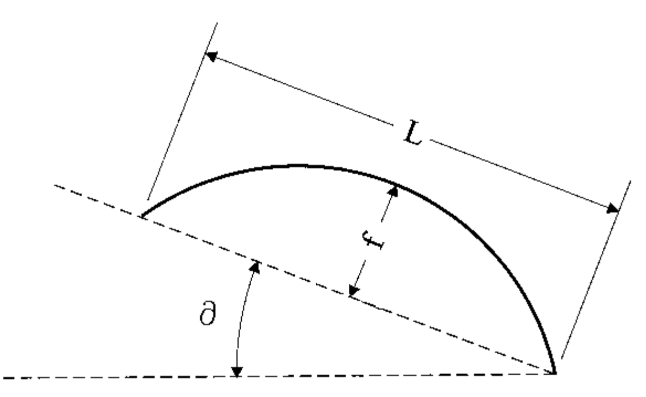


Fig. 13.20 Perfil em arco de circunferência.

As características dos perfis em arco de circunferência podem ser obtidas por meio de gráficos experimentais como os do Laboratório Göttingen ou então por meio de equações teóricas do tipo:

$$C_s = 2\pi \left(1{,}4\,\frac{f}{L} + \text{sen}\,\partial\right) \tag{13.42}$$

onde:
f = flecha do arco de circunferência, em m;
L = comprimento da corda do arco de circunferência, em m;
∂ = ângulo de ataque com relação à corda do perfil, em graus.

Os gráficos de Göttingen mostram que os melhores valores de **f/L** para perfis em arco situam-se na faixa de **0,05** a **0,1**, tendo sido a equação (13.42) obtida para **f/L < 0,1**.

13.5 Roteiro para cálculo de um rotor axial

Este roteiro tomará como base as várias etapas do cálculo do rotor de uma **turbina hidráulica axial do tipo Kaplan ou Hélice** (*Kaplan or propeller hydraulic turbine*) pelo **método do vórtice potencial**, apresentando paralelamente observações e indicações que permitem usar o mesmo método para o cálculo de uma **turbina eólica** (*wind turbine*) axial, de eixo horizontal, com pequeno número de pás (N = 2 a 4 pás). A seqüência proposta é a seguinte:

I Dados de projeto

Para turbina Kaplan ou Hélice:

a) Vazão, **Q**, que deverá passar pela turbina, em m^3/s.

b) Salto energético disponível, **Y**, no fluido de trabalho, em J/kg. No caso de turbinas hidráulicas esta energia está vinculada com a altura de queda da instalação, **H**, em metros, por meio da expressão $\mathbf{Y = g\ H}$, onde **g** é a aceleração da gravidade, em m/s^2.

c) Cota do nível de jusante no local da instalação com relação ao nível do mar, $\mathbf{z_J}$, em m.

d) Freqüência, **f**, do gerador elétrico a ser acionado pela turbina. No Brasil esta freqüência é igual a **60 Hz**.

Para turbina eólica axial:

a) A velocidade do vento no local de instalação, aqui representada pela velocidade absoluta da corrente não perturbada (corrente fluida que vem do infinito), $\mathbf{c_\infty}$, em **m/s**. Para turbinas eólicas de poucas pás construídas para acionar geradores elétricos de grande potência, são usuais os valores $\mathbf{c_\infty = 10}$ a **15 m/s**. No Brasil, recomenda-se $\mathbf{c_\infty \cong 8\ m/s}$ ou valores ainda menores devido à baixa intensidade dos ventos mesmo nos locais mais favoráveis. Com base no valor da velocidade do vento pode-se calcular o salto energético específico disponível e a vazão de ar que passa pela turbina, como se verá mais adiante.

b) Freqüência, **f**, do gerador elétrico a ser acionado pela turbina, em Hz.

II Estimativa do valor da velocidade de rotação específica

Com base nos gráficos do Bureau of Reclamation,[8] pode-se indicar a seguinte expressão para uma estimativa inicial do valor da velocidade de rotação específica de uma turbina hidráulica Kaplan ou Hélice:

$$n_{qA} = \frac{6650}{Y^{1/2}} \qquad (13.43)$$

Nas turbinas eólicas axiais, a velocidade de rotação específica é substituída por um outro fator, denominado de **relação de velocidade periférica** (*tip speed ratio*) ou **fator de celeridade**, assim definido:

$$\lambda = \frac{u_e}{c_\infty} \qquad (13.44)$$

onde:
λ = relação de velocidade periférica ou fator de celeridade, adimensional;
u_e = velocidade tangencial na extremidade (diâmetro exterior) das pás do rotor, em m/s;
c_∞ = velocidade do vento, em m/s.

Segundo Sadhu,[9] os valores que permitem o melhor aproveitamento da potência do vento, são:

- $\lambda \cong$ **5,7** para rotor com **2 pás**;
- $\lambda \cong$ **4,5** para rotor com **3 pás**;
- $\lambda \cong$ **2,5** para rotor com **4 pás**.

[8] BUREAU OF RECLAMATION., *Selecting hydraulic reaction turbines:* engineering monograph.
[9] SADHU, D. P., *Energia eólica.*

III Determinação da rotação da turbina

Para o determinação da velocidade de rotação da turbina Kaplan ou Hélice é utilizada a equação (5.34), isolando-se o termo referente à rotação:

$$n = \frac{n_{qA} \; Y^{3/4}}{10^3 \; Q^{1/2}} \tag{13.45}$$

onde:
n = velocidade de rotação da turbina, em rps (Hz).

Baseado nesta velocidade, determina-se o número de pólos do gerador elétrico pela equação das máquinas síncronas:

$$p = \frac{2 \; f}{n} \tag{13.46}$$

onde:
p = número de pólos do gerador elétrico, adimensional;
f = freqüência da corrente elétrica, em Hz;
n = velocidade de rotação do gerador, em rps ou Hz.

O número de pólos, **p**, será fixado pela adoção do número inteiro par mais próximo do valor calculado pela expressão (13.46). Ressalta-se que a opção pelo valor menor mais próximo diminui o preço do gerador, mas aumenta o risco de cavitação, caso este exista. Uma vez fixado o número de pólos do gerador será calculado um novo valor para a velocidade de rotação, **n**, pela equação (13.46).

Para turbinas eólicas axiais com pequeno número de pás e grande diâmetro exterior (30 a 60 m), pode-se adotar, como referência inicial a ser compatibilizada pela equação (13.44) com o valor máximo admitido pelo material utilizado na construção do rotor para a velocidade tangencial, $\mathbf{u_e}$, a seguinte faixa de valores:

n = 30 a **50 rpm**.

Com diâmetros menores podem ser usadas velocidades bem maiores do que as indicadas nesta faixa de valores.

IV Cálculo da velocidade de rotação específica definitiva

A velocidade de rotação específica definitiva da turbina hidráulica será calculada pela equação (5.34) com o novo valor da velocidade de rotação.

Este valor para turbinas Kaplan e Hélice deverá ficar dentro da faixa recomendada que vai de **300** a **1000**.

V Cálculo da altura de sucção máxima

Para o cálculo da altura de sucção máxima (para turbina hidráulica), $\mathbf{H_{sgmáx}}$, será utilizada a equação (6.16):

$$H_{sgmáx} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{min}\, H$$

onde σ_{min} pode ser calculado pela expressão (6.3) ou pela equação (6.5).

Após o cálculo da altura de sucção máxima, será verificado se o valor é aceitável, levando-se em consideração, entre outros aspectos, o custo do gerador elétrico (quanto maior o número de pólos, maior o preço) e de possíveis escavações (caso de altura de sucção negativa). Se o valor não for aceitável, o cálculo será refeito, alterando a velocidade de rotação e, conseqüentemente, o número de pólos do gerador.

Muitas vezes a turbina é projetada para uma vazão menor do que a máxima a passar pela máquina, o que, neste caso, torna aconselhável uma verificação da altura de sucção máxima correspondente à vazão máxima.

VI Cálculo da potência disponível

De acordo com a equação (1.24) a potência disponível de uma turbina Kaplan ou Hélice pode ser calculada por:

$$P = \rho \ Q \ Y$$

onde:
P = potência disponível para acionar a turbina, em W;
ρ = massa específica da água, em kg/m³;
Q = vazão da turbina, em m³/s;
Y = salto energético específico disponível na turbina, em J/kg.

Nas turbinas eólicas axiais, a velocidade absoluta da corrente fluida antes de penetrar axialmente no rotor é a própria velocidade do vento (corrente não perturbada que vem do infinito), ou seja, $\mathbf{c_3 = c_{m3} = c_\infty}$. Esta velocidade sofre uma redução de valor ao passar pelo rotor da turbina, atingindo, após, o mesmo um valor $\mathbf{c_6}$ (ver triângulos da Fig. 13.21), cuja componente meridiana pode ser expressa por, $\mathbf{c_{m6} = c_\infty (1 - 2a)}$, onde **a** representa o **fator de redução da velocidade do vento** *(interference factor)*. É como se a massa de ar que chega à turbina fosse freada ao escoar através de uma superfície de controle tubular fictícia de seção crescente (Fig. 13.22).

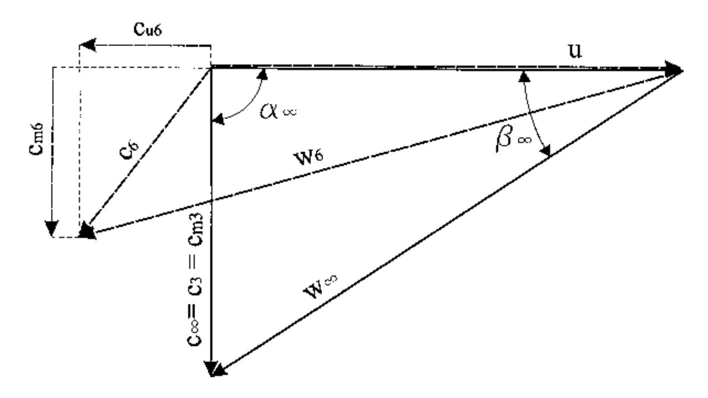


Fig. 13.21 Triângulos de velocidades para a entrada e a saída de uma turbina eólica axial.

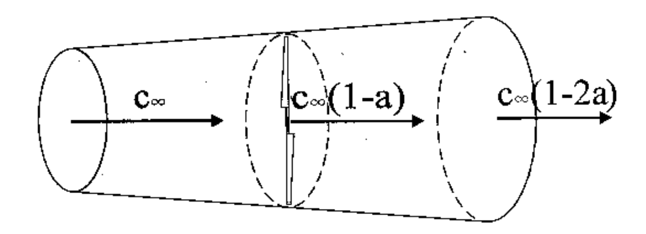


Fig. 13.22 Escoamento através da superfície de controle de uma turbina eólica axial.

O valor do fator de redução da velocidade do vento, **a**, está vinculado ao maior ou menor aproveitamento da energia eólica, variando com o tipo de turbina e o número de pás. De acordo com Sadhu,[10] para turbinas axiais, podem ser indicados os seguintes valores:

a = 0,16, para rotor com **2 pás**;
a = 0,12, para rotor com **3 pás**;
a = 0,11, para rotor com **4 pás.**

A velocidade meridiana do ar, na seção de passagem do rotor, é considerada como a média das velocidades antes e após a turbina, assim expressa:

$$c_m = \frac{c_{m3} + c_{m6}}{2} = \frac{c_\infty + c_\infty (1-2a)}{2} = c_\infty (1-a) \qquad (13.47)$$

onde:

c_m = velocidade meridiana do vento na passagem pelo rotor da turbina, em m/s;
c_∞ = velocidade absoluta do vento, em m/s;
a = fator de redução da velocidade do vento, adimensional.

O salto energético específico disponível na turbina é, então, proveniente da redução provocada na energia de velocidade do vento, ou seja, desprezando a componente de giro:

[10] Ibidem.

$$Y = \frac{c_\infty^2 - [c_\infty (1-2a)]^2}{2} \quad \therefore \quad Y = 2\ c_\infty^2\ a\ (1-a) \qquad (13.48)$$

onde:
Y = salto energético ou trabalho específico disponível da turbina, em J/kg.

A vazão que passa pelo rotor da turbina, desprezando a área correspondente ao cubo e considerando a expressão da velocidade meridiana (13.47), de acordo com a equação da continuidade, pode, então, ser calculada por:

$$Q = \frac{\pi\ D_e^2}{4}\ c_\infty (1-a) \qquad (13.49)$$

onde:
Q = vazão de ar que passa pela turbina, em m^3/s;
D_e = diâmetro exterior do rotor, em m.

Logo, a potência disponível de uma turbina eólica axial pode ser calculada por:

$$P = \rho\ Q\ Y = \frac{1}{2}\ \rho\ \pi\ D_e^2\ c_\infty^3\ a (1-a)^2 \qquad (13.50)$$

onde:
P = potência disponível da turbina, em W;
ρ = massa específica do ar, em kg/m^3.

VI Estimativa de rendimentos

A equação (4.29) estabelece:

$$\eta_t = \eta_h\ \eta_v\ \eta_a\ \eta_m$$

Para turbinas hidráulicas do tipo Kaplan ou Hélice, serão propostos alguns valores para os termos desta equação, como uma primeira orientação de cálculo.

a) Rendimento total: Com base no valor da potência disponível, indica-se:

- η_t = **0,80,** para **P < 100 kW;**
- η_t = **0,85,** para **P = 100 a 1000 kW;**
- η_t = **0,90,** para **P = 1000 a 50000 kW;**
- η_t = **0,93,** para **P > 50000 kW.**

b) Rendimento volumétrico: normalmente adotado dentro da faixa η_v = **0,98 a 0,995** é, algumas vezes, desconsiderado no cálculo do rendimento total.

c) Rendimento de atrito de disco, η_a: este rendimento é normalmente desconsiderado no cálculo de turbinas hidráulicas axiais.

d) Rendimento mecânico: para este rendimento pode-se sugerir:

- η_m = **0,95,** para **P < 100 kW;**
- η_m = **0,96,** para **P = 100 a 1000 kW;**
- η_m = **0,97,** para **P = 1000 a 50000 kW;**
- η_m = **0,98,** para **P > 50000 kW.**

e) Rendimento hidráulico: será calculado a partir da equação (4.29):

$$\eta_h = \frac{\eta_t}{\eta_v \ \eta_m}$$

e, normalmente, ficará compreendido na faixa de **0,85** a **0,96**.

No caso das turbinas eólicas axiais, o rendimento volumétrico, η_v, e o rendimento de atrito de disco, η_a, podem ser desconsiderados, indicando-se os seguintes valores para os demais:

- η_t = **0,55** a **0,80;**
- η_h = **0,70** a **0,85;**
- η_m = **0,80** a **0,95.**

O valor do rendimento mecânico dependerá essencialmente do sistema de transmissão adotado e da relação de multiplicação de velocidades de rotação entre turbina e gerador elétrico, normalmente bastante elevada (1:36, por exemplo).

VIII Cálculo da potência no eixo

A potência obtida no eixo ou potência útil da turbina será calculada pela expressão (4.30):

$$P_e = \rho \; Q \; Y \; \eta_t$$

onde a potência no eixo, $\mathbf{P_e}$, será indicada em **W**; a massa específica do fluido que movimenta a turbina, ρ, em kg/m^3; a vazão, **Q**, em m^3/s, o salto energético disponível, **Y**, em J/kg; e o rendimento total da máquina, η_t, é adimensional.

IX Cálculo do diâmetro do eixo

O diâmetro do eixo será calculado, em primeira instância, pela equação (12.28):

$$d_e = K_e \sqrt[3]{\frac{P_e}{n}}$$

onde:
d_e = diâmetro externo do eixo, calculado em cm;
P_e = potência máxima no eixo, em kW;
n = velocidade de rotação do rotor, em rpm;
K_e = coeficiente que depende da tensão admissível de cisalhamento, adimensional, correspondendo a:

– $\mathbf{K_e = 11}$ para $\tau_{adm} \cong$ **40 MPa**, e
– $\mathbf{K_e = 14}$ para $\tau_{adm} \cong$ **21 MPa**.

Caso o eixo seja oco, o que ocorre freqüentemente nas turbinas Kaplan, o diâmetro calculado será aumentado na ordem de **15%**.

Como esta determinação preliminar do diâmetro do eixo baseia-se somente numa solicitação de torção, posteriormente deverá ser feita uma verificação da sua resistência levando em conta outros tipos de solicitação que porventura ocorram.

X Determinação da relação de cubo, D_i/D_e

Para turbinas Kaplan e Hélice, esta relação pode ser estimada com base nas indicações de Büchi,[11] pela equação:

$$\frac{D_i}{D_e} = 10^{-7}\ 7\ n_{qA}^2 - 0{,}0012\ n_{qA} + 0{,}8686 \qquad (13.51)$$

Para turbinas eólicas axiais, esta relação costuma ficar na faixa de valores:

$$\frac{D_i}{D_e} = 0{,}15 \quad \text{a} \quad 0{,}25 \qquad (13.52)$$

XI Determinação da velocidade meridiana

Para turbinas eólicas axiais, a determinação da componente meridiana da velocidade absoluta já foi objeto de análise na etapa VI deste roteiro.

No caso das turbinas hidráulicas Kaplan e Hélice, a equação (5.46) permite definir o coeficiente de velocidade meridiana:

$$K_{cm} = \frac{c_m}{\sqrt{2\,Y}} \qquad (13.53)$$

onde:

K_{cm} = coeficiente de velocidade meridiana, adimensional;

c_m = componente meridiana da velocidade absoluta da corrente fluida, em m/s;

Y = salto energético específico disponível na turbina, em J/kg.

---

[11] BÜCHI, G., *Le moderne turbine hidrauliche.*

Segundo Pfleiderer & Petermann,[12] o coeficiente de velocidade meridiana pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$K_{cm} = 7{,}1328\ 10^{-3}\left(\frac{n_{qA}}{\sqrt{1-\left(D_i/D_e\right)^2}}\right)^{2/3} \tag{13.54}$$

E, a partir da equação (13.53), pode-se calcular a componente meridiana, $\mathbf{c}_m$:

$$c_m = K_{cm}\ \sqrt{2\ Y} \tag{13.55}$$

XII Cálculo dos diâmetros interior (cubo) e exterior do rotor

A partir das equações (3.10) e (3.12), chega-se a seguinte expressão para o cálculo do diâmetro exterior do rotor de uma turbina Kaplan ou Hélice:

$$D_e = \sqrt{\frac{4\ Q\ \eta_v}{\pi\left[1-\left(\frac{D_i}{D_e}\right)^2\right] c_m}} \tag{13.56}$$

onde:

D_e = diâmetro exterior ou periférico do rotor, em m;
D_i = diâmetro interior ou do cubo do rotor, em m;
Q = vazão da turbina, em m^3/s;
η_v = rendimento volumétrico da turbina, adimensional;
c_m = componente meridiana da velocidade absoluta, constante para todos os diâmetros, segundo o modelo do vórtice potencial, em m/s.

O diâmetro interior ou do cubo, $\mathbf{D_i}$, pode ser calculado em função da relação $\mathbf{D_i/D_e}$, fornecida pela equação (13.51).

Para turbinas eólicas axiais, o diâmetro exterior ou periférico do rotor, $\mathbf{D_e}$, pode ser calculado a partir da expressão (13.44), conhecendo-se os valores da velocidade do vento, $\mathbf{c_\infty}$, da relação de velocidade periférica, λ, e da velocidade rotação, **n**. Ou seja:

[12] PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo.*

$$c_\infty \lambda = u_e = \pi D_e n \quad \therefore \quad D_e = \frac{c_\infty \lambda}{\pi n} \tag{13.57}$$

onde:

D_e = diâmetro exterior ou periférico do rotor da turbina, em m;
c_∞ = velocidade absoluta do vento, em m/s;
n = velocidade de rotação da turbina, em rps ou Hz.

Já o diâmetro do cubo, $\mathbf{D_i}$, do rotor de uma turbina eólica axial pode ser calculado a partir do valor de $\mathbf{D_i/D_e}$, determinado a partir da indicação (13.52), uma vez conhecido o valor do diâmetro exterior.

XIII Fixação das superfícies para cálculo dos perfis

Nesta etapa do roteiro serão definidos o número e os diâmetros das superfícies cilíndricas a serem consideradas para o cálculo dos perfis do rotor, tanto para uma turbina hidráulica do tipo Kaplan ou Hélice como para uma turbina eólica axial. Quanto maior o número de superfícies adotadas, maior será a precisão do traçado das pás do rotor, mas também maior será o trabalho de cálculo. Um número freqüentemente utilizado é o de **5** superfícies, correspondendo ao diâmetro exterior (D_e), ao diâmetro médio (D_m), ao diâmetro interior (D_i) e mais duas intermediárias a estas. Neste caso, a distância radial entre os cortes cilíndricos interior e exterior ou envergadura da pá, terá o valor:

$$b = \frac{D_e - D_i}{8} \tag{13.58}$$

XIV Cálculo das velocidades tangenciais

Para cada diâmetro correspondente à superfície cilíndrica considerada, a velocidade tangencial será calculada pela fórmula já conhecida:

$$u = \pi D n$$

onde:

u = velocidade tangencial correspondente ao diâmetro considerado, em m/s;

D = diâmetro considerado, em m;

n = velocidade de rotação da turbina, em rps ou Hz.

XV Cálculo da variação da componente de giro da velocidade absoluta entre a entrada e a saída do rotor

Aplicando a equação (3.27) aos pontos **3** (antes do rotor) e **6** (após o rotor) de uma máquina de fluxo axial motora, na qual o escoamento acontece sobre superfícies cilíndricas coaxiais e, portanto, $\mathbf{u_3 = u_4 = u_5 = u_6 = u}$ (velocidades tangenciais de pontos com mesmo diâmetro), e considerando a relação (3.30), chega-se à equação:

$$Y_{pá} = u\ (c_{u3} - c_{u6}) \qquad (13.59)$$

onde:

$Y_{pá}$ = energia específica que as pás do rotor recebem do fluido, em J/kg;

u = velocidade tangencial para um determinado diâmetro do rotor, em m/s;

c_{u3} = componente de giro (componente tangencial) da velocidade absoluta da corrente fluida antes de entrar no rotor, em m/s;

c_{u6} = componente de giro da velocidade absoluta do fluido após sair do rotor, em m/s.

Em se tratando do cálculo de um rotor pelo método do vórtice potencial, de acordo com a equação (13.14), $\mathbf{Y_{pá}}$ será considerada constante para todos os diâmetros.

Isolando o termo $\mathbf{c_{u3} - c_{u6} = \Delta c_u}$ na equação (13.59) e aplicando a definição de rendimento hidráulico (equação 4.9), obtém-se:

$$\Delta c_u = c_{u3} - c_{u6} = \frac{Y\ \eta_h}{u} \qquad (13.60)$$

onde:

Δc_u = variação da componente de giro da velocidade absoluta da corrente fluida entre a entrada e a saída do rotor, para um determinado diâmetro, em m/s;

Y = salto energético específico da turbina, em J/kg;

η_h = rendimento hidráulico da turbina, adimensional;

u = velocidade tangencial para um determinado diâmetro da turbina, em m/s.

Para turbinas hidráulicas axiais, normalmente adota-se $\mathbf{c_{u6} = 0}$, ou seja, $\alpha_6 = \mathbf{90°}$, para que a água saia do rotor em direção ao tubo de sucção isenta de giro.

Já para turbinas eólicas axiais, o ar aproxima-se do rotor sem componente de giro, ou seja, $\mathbf{c_{u3} = c_{u\infty} = 0}$ ($\alpha_3 = \alpha_\infty = 90°$), mas sai com uma componente de giro, $\mathbf{c_{u6}}$, bastante pequena e negativa (Fig. 13.21).

XVI Determinação da velocidade relativa da corrente não perturbada

Considerando a velocidade meridiana, $\mathbf{c_m}$, constante para todos os diâmetros, o que é uma das condições decorrentes da aplicação da teoria do vórtice potencial, pode-se construir os triângulos de velocidades correspondentes às várias superfícies cilíndricas de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan ou Hélice, conforme se encontram representados na Fig. 13.23, para os diâmetros interior e exterior do rotor.

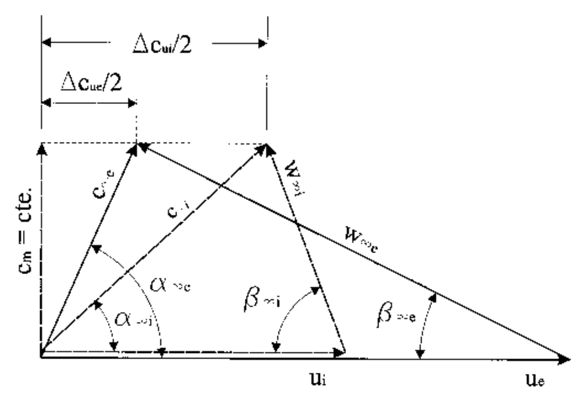


Fig. 13.23 Triângulos de velocidades correspondentes às superfícies cilíndricas do diâmetro interior e do diâmetro exterior do rotor axial.

Os valores de $\mathbf{w}_\infty$ podem, então, ser retirados graficamente dos triângulos de velocidade ou calculados, para cada diâmetro, pela expressão analítica:

$$w_\infty = \sqrt{(u - \Delta c_u/2)^2 + c_m^2} \qquad (13.61)$$

Para as turbinas eólicas axiais, a velocidade relativa da corrente não perturbada, $\mathbf{w}_\infty$, é a própria velocidade relativa do vento, cujo valor pode ser determinado graficamente pelo triângulo de velocidades da Fig. 13.21, ou calculado, para cada diâmetro, pela expressão:

$$w_\infty = \sqrt{u^2 + c_\infty^2} \qquad (13.62)$$

XVII Determinação do ângulo β_∞

O ângulo β_∞, que a velocidade $\mathbf{w}_\infty$ forma com a direção da velocidade tangencial **u**, para cada diâmetro considerado, poder ser retirado graficamente dos triângulos de velocidade ou calculado analiticamente:

– para turbinas hidráulicas Kaplan e Hélice, pela expressão:

$$\beta_\infty = \text{arc tg} \frac{c_m}{u - \Delta c_u/2} \qquad (13.63)$$

– para turbinas eólicas axiais, pela equação:

$$\beta_\infty = \text{arc tg} \frac{c_\infty}{u} \qquad (13.64)$$

XVIII Escolha do número de pás

Para turbinas eólicas axiais, o número de pás do rotor é previamente fixado normalmente a partir de critérios técnicos e econômicos. As turbinas com **2 pás** são de construção leve e barata, sendo bastante difundidas no acionamento de geradores elétricos. Apresentam um maior aproveitamento da potência do vento que as turbinas de **3** e **4 pás**, girando a

uma maior velocidade de rotação para um mesmo diâmetro. Estas (3 e 4 pás), no entanto, são de construção mais robusta e normalmente apresentam menos problemas de vibrações.

Para a escolha do número de pás do rotor de uma turbina hidráulica axial, pode-se usar o seguinte quadro baseado em valores experimentais:

Quadro 13.2 Número de pás de turbinas Kaplan e Hélice.

n_{qA} (rotação específica)	**N** (número de pás)
300 a 350	8 pás
350 a 450	7 pás
450 a 550	6 pás
550 a 650	5 pás
650 a 800	4 pás
800 a 1000	3 pás

XIX Cálculo do passo entre pás

O passo **t**, para os diferentes diâmetros, será calculado pela expressão:

$$t = \frac{\pi \ D}{N}$$

onde:

t = passo entre as pás do rotor para o diâmetro considerado, em m;
D = diâmetro considerado, em m;
N = número de pás do rotor, adimensional.

XX Determinação do comprimento da corda do perfil

O comprimento do perfil, **L**, é determinado em função da relação **L/t** para cada diâmetro. Para o diâmetro exterior de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan ou Hélice, Gregorig[13] propõe a seguinte relação:

[13] GREGORIG, R., *Máquinas hidráulicas.*

$$\left(\frac{L}{t}\right)_e = \frac{70}{n_{qA}^{\ 2/3}} \tag{13.65}$$

e aconselha para os outros diâmetros:

$$\frac{L}{t} = \frac{1 - \dfrac{D_i}{D_e}\dfrac{D}{D_e}}{1 - \dfrac{D_i}{D_e}} \left(\frac{L}{t}\right)_e \tag{13.66}$$

Conseqüentemente, os comprimentos dos perfis para as várias superfícies cilíndricas podem ser determinados por:

$$L = \left(\frac{L}{t}\right) t \tag{13.67}$$

No caso das turbinas eólicas axiais de pequeno número de pás, pode-se tomar como referência a seguinte expressão:

$$\left(\frac{L}{t}\right)_e = \frac{0{,}494}{\lambda^2} \tag{13.68}$$

O valor da corda do perfil para o diâmetro externo, $\mathbf{L_e}$, será calculado pela relação (13.67), sugerindo-se para o diâmetro interior, como referência inicial, o seguinte valor para o comprimento da corda:

$$L_i = L_e + 0{,}07\left(D_e - D_i\right) \tag{13.69}$$

XXI Cálculo do coeficiente de sustentação

Tanto para turbinas hidráulicas como para turbinas eólicas axiais o coeficiente de sustentação, $\mathbf{C_s}$, será calculado pela equação (13.38). No caso das turbinas hidráulicas, o valor do ângulo de deslizamento ε, que depende da forma e das dimensões do perfil a ser adotado bem como do ângulo de ataque ∂, será arbitrado inicialmente em $\mathbf{1^\circ}$. Levando este valor na expressão (13.38) e sabendo que $\mathbf{Y_{pá} = Y}\ \eta_h$, vem:

$$C_s = \frac{2\ Y\ \eta_h\ c_m\ t}{w_\infty^2\ u\ L\ \text{sen}\left(\beta_\infty - 1\right)} \tag{13.70}$$

Para se obter uma altura de sucção máxima uniforme para os vários diâmetros e evitar o risco de cavitação, este coeficiente deve diminuir à medida que aumenta a velocidade relativa, **w_∞**, ou seja, seus valores devem ser decrescentes do cubo para a periferia do rotor.

No caso das turbinas eólicas axiais, como as pás do rotor possuem uma extremidade livre, deve ser considerada a resistência induzida pelos vórtices de ponta de asa adotando-se um valor maior, ε **= 1,5°**, para o angulo de deslizamento. Fazendo as substituições necessárias, a equação (13.38) transforma-se, então, em:

$$C_s = \frac{4\ c_\infty^3\ a\left(1 - a\right)\eta_h\ t}{w_\infty^2\ u\ \text{sen}\left(\beta_\infty - 1{,}5\right) L} \tag{13.71}$$

XXII Escolha do perfil

Idealmente o perfil será escolhido buscando-se nas curvas polares aquele que possui o menor valor de ε para o coeficiente de sustentação, **C_s**, calculado. No entanto, outros fatores devem ser também considerados no projeto de rotores axiais, tais como resistência da pá e facilidade de fabricação. Isto leva a recomendar, para todos os diâmetros, perfis pertencentes a uma mesma família (facilita a concordância entre as várias seções da pá), adotando para seções mais próximas ao cubo aqueles que possuem relação **$y_{máx}/L$** maior, mais grossos portanto, para aumentar a resistência mecânica da pá. Como exemplo, pode-se adotar o perfil **Göttingen 480** para a seção cilíndrica junto ao cubo (diâmetro interior) e o perfil **Göttingen 428** para as demais seções.

XXIII Determinação da relação $y_{máx}/L$ para os diversos diâmetros

As espessuras máximas dos perfis são fixadas em valores decrescentes do cubo para a periferia do rotor, pois, comportando-se as pás das turbinas axiais como vigas em balanço, submetidas a grandes momentos

de flexão, isto aumentará a sua resistência mecânica já que as maiores tensões acontecem na raiz das pás (no diâmetro D_i). Nas turbinas eólicas de grande porte este cuidado cresce de importância, particularmente nos momentos de tempestade, pois o momento de flexão aumenta com o quadrado da velocidade do vento e com o cubo do diâmetro.

Como valores referenciais pode-se indicar para turbinas hidráulicas Kaplan e Hélice:

$y_{máx} \cong 0{,}17\ L$ para o perfil situado junto ao cubo

e

$y_{máx} \cong 0{,}053\ L$ para o perfil do diâmetro exterior.

Para turbinas eólicas, como primeira aproximação, pode-se usar a espessura máxima do perfil padrão empregado nos diversos diâmetros, já que, por questões estruturais, normalmente o comprimento do perfil aumenta da periferia para o cubo.

Uma vez definidas a espessura máxima dos perfis, para cada diâmetro, deve ser feita uma análise da resistência das pás, principalmente junto ao cubo (raiz da pá) onde as tensões são maiores pela combinação dos esforços de flexão já mencionados e de tração devido à força centrífuga, diretamente proporcional ao peso próprio da pá e ao quadrado da velocidade tangencial.

Cabe mencionar, aqui, a importância do chamado **comprimento de ruptura** (*tearing lenght*) no projeto de pás de turbinas eólicas submetidas a grandes velocidades tangenciais (isto também se aplica aos ventiladores). O comprimento de ruptura é definido como a relação entre a tensão de ruptura, σ_r, e peso específico, γ, do material utilizado na construção das pás. Com o objetivo de comparação, citam-se os valores desta relação para alguns materiais:

- **$\sigma_r / \gamma = 3{,}5\ 10^3$ m** para o polipropileno ($\sigma_r = 31$ MPa, $\gamma = 8{,}9$ kN/m^3);
- **$\sigma_r / \gamma = 5{,}0\ 10^3$ m** para o aço carbono ($\sigma_r = 383$ MPa, $\gamma = 77$ kN/m^3);
- **$\sigma_r / \gamma = 15\ 10^3$ m** para o duralumínio ($\sigma_r = 412$ MPa, $\gamma = 27{,}5$ kN/m^3);
- **$\sigma_r / \gamma = 19\ 10^3$ m** para a madeira ($\sigma_r = 75$ MPa, $\gamma = 4$ kN/m^3).

Quanto maior o valor do comprimento de ruptura maiores serão as velocidades tangenciais a que as pás poderão ser submetidas. Portanto, analisando a lista acima, pode-se concluir que a madeira só não é mais utilizada na construção de pás de turbinas eólicas e ventiladores por ser mais suscetível à deterioração por ação de fatores ambientais como umidade, temperatura e fungos.

A partir da fixação das espessuras máximas dos perfis, pode ser determinada a relação $\mathbf{y_{máx}/L}$ para os diversos diâmetros.

XXIV Cálculo do fator de engrossamento ou afinamento do perfil

O fator de engrossamento ou afinamento, **e**, importante para a determinação da forma do perfil, será calculado pela expressão:

$$e = \frac{y_{máx}/L}{(y_{máx}/L)_{padrão}} \tag{13.72}$$

onde $\mathbf{(y_{máx}/L)_{padrão}}$ é a relação correspondente ao perfil normalizado e seu valor é retirado de uma tabela como a representada no item 13.1 para o perfil **Göttingen 428**, onde, para um valor $\mathbf{x = 0{,}3\,L}$, pode ser lida a máxima diferença entre os valores das ordenadas:

$$(y_s - y_i)_{máx} = y_{máx} = (8{,}55 - 0{,}30)\frac{L}{100} \quad \therefore \quad \left(\frac{y_{máx}}{L}\right)_{padrão} = 0{,}0825$$

XXV Verificação do valor do ângulo de deslizamento

Para a verificação do valor do ângulo de deslizamento, ε, no caso das turbinas hidráulicas axiais, pode-se usar a curva polar ou aplicar a seguinte expressão, válida para os perfis Göttingen nas proximidades do valor ótimo de C_s, conforme indica Pfleiderer:[14]

$$\varepsilon = \text{arc tg}\left(0{,}012 + 0{,}06\,\frac{y_{máx}}{L}\right) \tag{13.73}$$

[14] PFLEIDERER, C. *Bombas centrífugas y turbocompressores.*

Como as pás das turbinas eólicas axiais apresentam uma extremidade livre, aparecem os chamados vórtices de ponta de asa e uma resistência induzida que provoca o aumento do coeficiente de arrasto, C_a, e, conseqüentemente, do ângulo de deslizamento. Isto leva a uma transformação da equação (13.73), que, neste caso, assume a forma:

$$\varepsilon = \text{arc tg}\left(0{,}012 + 0{,}06\,\frac{y_{máx}}{L} + \frac{L}{\pi\, D_e}\right) \qquad (13.74)$$

Se os valores calculados pelas equações (13.73) e (13.74) forem muito diferentes dos arbitrados na etapa XXI deste roteiro, os cálculos devem ser repetidos levando em consideração o novo valor.

XXVI Cálculo do rendimento do perfil

O rendimento do perfil, η_p, que leva em conta o atrito ao longo da superfície das pás, mas que não considera o atrito no sistema diretor e no tubo de sucção das turbinas hidráulicas, pode ser calculado, de acordo com Pfleiderer & Petermann,[15] pela equação:

$$\eta_p = 1 - \frac{\text{tg}\,\varepsilon}{\text{sen}\,(\beta_\infty - \varepsilon)}\,\frac{w_\infty}{u}$$

O valor calculado por esta equação, pelas considerações efetuadas, é maior do que o rendimento hidráulico, η_h, nas turbinas hidráulicas Kaplan e Hélice e, praticamente, igual ao valor do rendimento hidráulico nas turbinas eólicas axiais.

XXVII Confirmação da altura de sucção máxima

A confirmação do valor da altura de sucção máxima, $H_{sgmáx}$, calculado na etapa V deste roteiro, será feita, para cada diâmetro do rotor, pela equação:

$$H_{sgmáx} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - 0{,}03\, C_s\, w_\infty^2 - 0{,}045\, c_m^2 \qquad (13.76)$$

[15] PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H., *Máquinas de fluxo.*

XXVIII Cálculo do ângulo de ataque do perfil

Para o cálculo do ângulo de ataque, ∂, do perfil para os diferentes diâmetros será usada a equação (13.8) na forma:

$$\partial = \frac{C_s - K_1 \frac{y_{máx}}{L}}{K_2} \qquad (13.77)$$

onde:
∂ = ângulo de ataque do perfil, para um determinado diâmetro, em graus.

XXIX Cálculo do ângulo de inclinação das pás

O ângulo β que uma tangente ao perfil (convenção Göttingen) forma com a direção da velocidade tangencial, **u**, para cada diâmetro considerado, será calculado pela relação (13.28):

$$\beta = \beta_\infty - \partial$$

XXX Construção do rotor

Uma vez determinada a forma do perfil e a sua inclinação β, ele será desenvolvido sobre a superfície cilíndrica correspondente. Fazendo isto para todos os diâmetros considerados e unindo os diversos perfis por uma superfície tangente a eles, estará construída uma pá do rotor axial calculado. Salienta-se que a superfície de concordância mencionada deverá unir os vários perfis de maneira suave e contínua.

No caso das turbinas hidráulicas axiais, onde as questões hidrodinâmicas preponderam sobre as questões estruturais, busca-se um traçado da pá de maneira que a sua projeção sobre um plano transversal (perpendicular ao eixo) apresente as arestas de entrada e saída numa direção aproximadamente radial, conforme se encontra representado na Fig. 13.24 para uma turbina Kaplan.

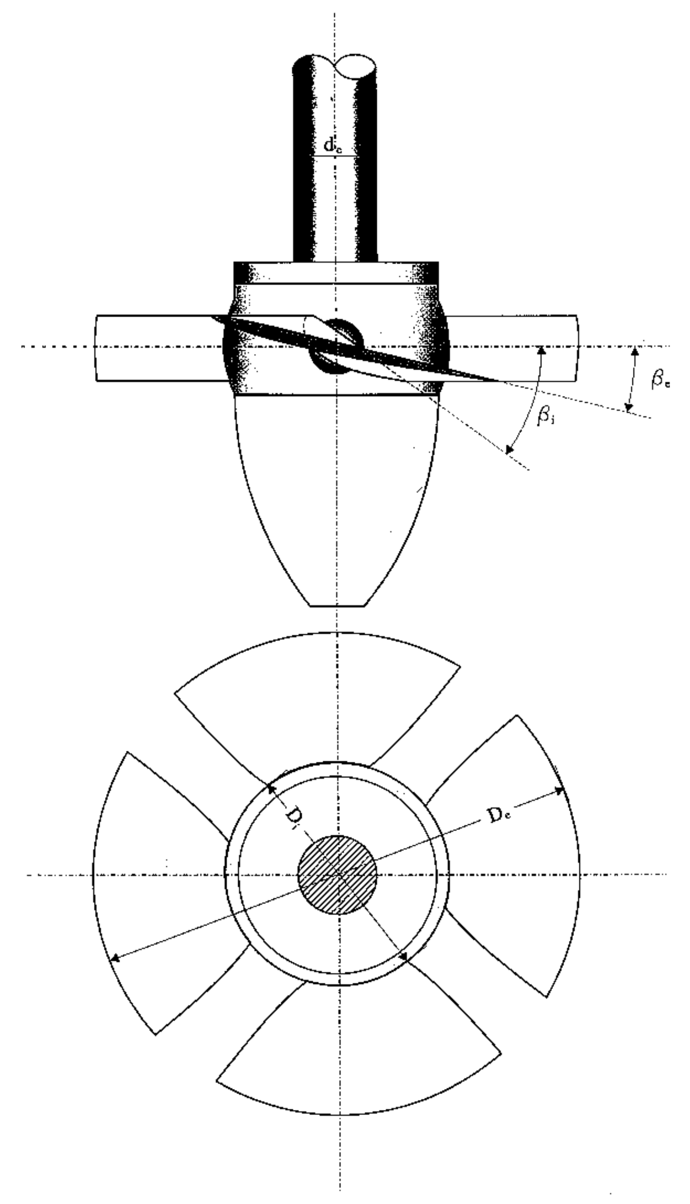


Fig. 13.24 Projeção longitudinal e transversal do rotor de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan.

Já para uma turbina eólica axial as questões estruturais ganham importância e as linhas que unem os bordos de ataque e de fuga (bordo traseiro) dos diversos perfis são projetadas sobre um plano transversal sob a forma de retas praticamente paralelas ou levemente convergentes na direção do diâmetro exterior do rotor (Fig. 13.25).

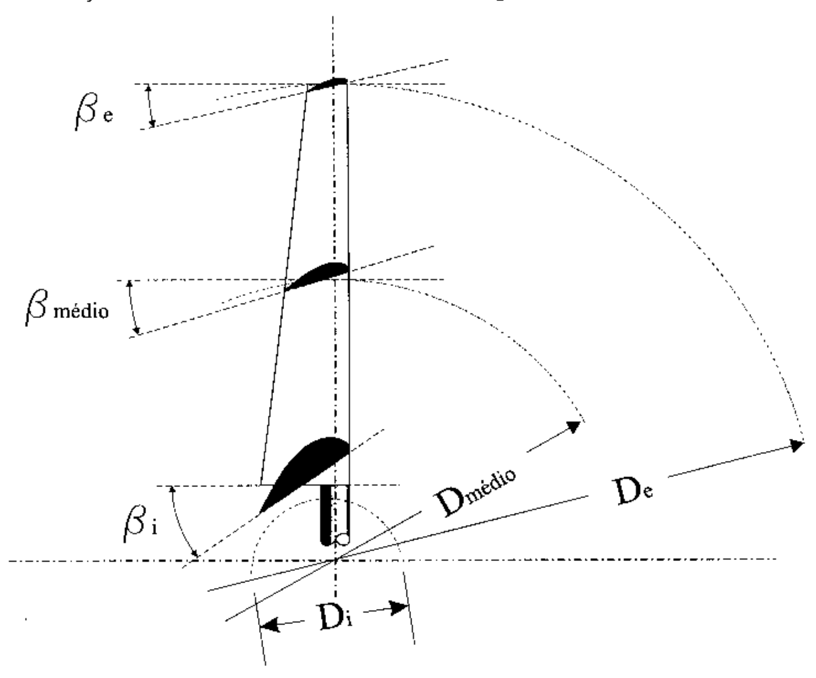


Fig. 13.25 Projeção transversal da pá de uma turbina eólica axial e representação dos perfis correspondentes aos vários diâmetros com suas respectivas inclinações.

14
Máquinas de Deslocamento Positivo

Nas **máquinas de deslocamento positivo** (*positive-displacement machines*), a troca de energia acontece pelo confinamento do fluido em câmaras formadas entre a carcaça da máquina e um elemento com movimento alternativo ou rotativo. Durante o funcionamento, a variação de energia de pressão estática acontece pela variação do volume destas câmaras, que se formam e se extinguem, periodicamente, mantendo isolado o fluido que se encontra em contato com a tubulação de admissão daquele que está em comunicação com a canalização de descarga.

Apesar das vantagens das máquinas de fluxo, tais como, grande relação potência/peso, menor número de peças sujeitas ao desgaste e não contaminação do fluido de trabalho pelos lubrificantes, o que amplia, cada vez mais, o seu campo de utilização, existem tipos de aplicação nas quais as máquinas de deslocamento positivo têm mantido a supremacia. Os motores de combustão interna, os compressores de refrigeração e as bombas dosadoras de processo, são alguns dos exemplos.

Os motores de combustão interna (máquinas de deslocamento positivo motoras), por serem tradicionalmente objeto de tratamento em disciplina específica e à parte das demais máquinas de fluido, não serão abordados neste livro.

Freqüentemente, no entanto, o engenheiro deverá decidir pelo uso de um entre os diferentes tipos de máquinas de fluido geradoras que podem satisfazer à mesma aplicação. Isto é comum em instalações de transporte pneumático, na escolha de bombas e compressores para processos químicos, no projeto de comandos hidráulicos e pneumáticos, nos sistemas de arrefecimento e lubrificação e na escolha do sobrealimentador para motores de combustão alternativos.

Com o objetivo de contribuir para a seleção correta do tipo de máquina a ser utilizado, o presente capítulo tratará das máquinas de deslo-

camento positivo geradoras, especificamente, das bombas e dos compressores de deslocamento positivo.

14.1 Bombas de deslocamento positivo

Nesta categoria de bombas, também chamadas de **bombas volumétricas** (*volumetric pumps*), a transmissão de energia ao líquido acontece diretamente pela ação de um êmbolo ou pistão, de um dente de engrenagem, de um parafuso, de um lóbulo, de uma palheta ou de uma membrana, provocando o deslocamento de um volume definido de líquido em direção à tubulação de recalque.

Enquanto as bombas centrífugas, axiais e de fluxo misto (máquinas de fluxo) têm invadido, cada vez mais, o campo de bombeamento de líquidos, as **bombas de deslocamento positivo** (*positive-displacement pumps*) têm um domínio quase exclusivo das aplicações em controle e transmissões hidráulicas. Isto porque, enquanto nas bombas de fluxo a vazão recalcada varia em função da pressão na tubulação de descarga, as bombas de deslocamento positivo recalcam uma quantidade definida e praticamente invariável de líquido, independentemente da pressão do sistema em que atuam, para uma mesma rotação do motor de acionamento. Também no campo das pressões muito elevadas (acima de 100 MPa) e vazões reduzidas (menores que 5 m^3/h) é característico o predomínio das bombas de deslocamento positivo, fazendo com que este tipo de bomba seja o mais recomendado para valores da velocidade de rotação específica, $\mathbf{n_{qA} < 30}$.

Conforme o tipo de movimento do elemento transmissor de energia, as bombas de deslocamento positivo podem ser classificadas da seguinte maneira:

Bombas de deslocamento positivo
- Bombas alternativas
  - de êmbolo ou pistão
  - de diafragma ou membrana
- Bombas rotativas
  - de engrenagens
  - de parafuso
  - de lóbulos
  - de palhetas

14.1.1 Bombas de êmbolo ou pistão

Neste tipo de máquina de deslocamento positivo, o movimento de rotação do motor de acionamento é transformado em movimento de deslocamento retilíneo alternativo de um **pistão** (*piston*) ou **êmbolo** (*plunger*), no interior de um cilindro (Fig. 14.1). O êmbolo é um tipo de pistão, utilizado para pressões mais elevadas, com anéis de vedação (gaxetas) situadas na parede do cilindro e não no corpo do próprio pistão (Fig. 14.3).

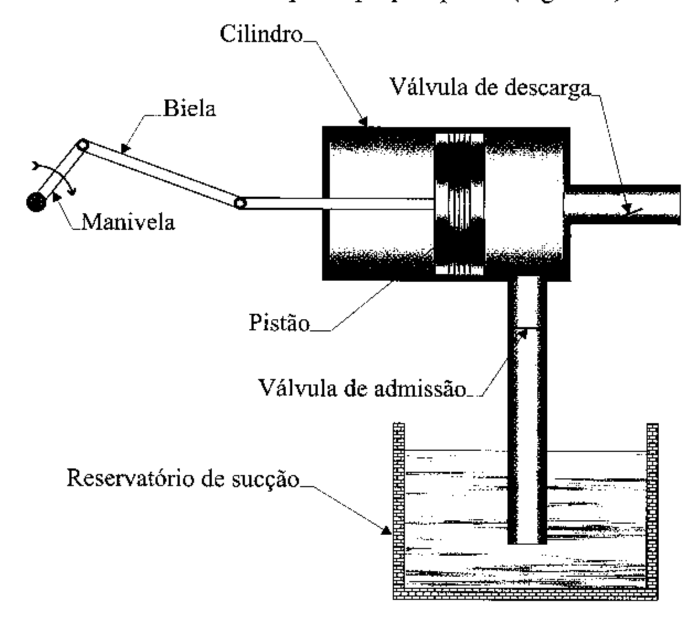


Fig. 14.1 Representação esquemática de uma bomba alternativa de pistão.

A **bomba alternativa de pistão** (*reciprocating pump*) pode ser de simples ou duplo efeito, dependendo se o pistão possui um ou dois cursos ativos. A bomba de **simples efeito** (*single acting*) possui duas **válvulas de retenção** (*check valves*), uma ligada à canalização de sucção e outra ligada à canalização de recalque (Fig. 14.1). Quando o pistão movimenta-se em direção ao ponto morto inferior, produz uma depressão dentro do cilindro, abrindo a válvula de admissão e fazendo com que a pressão do reservatório de sucção (normalmente atmosférica) impulsio-

ne o líquido para o seu interior. No momento em que o pistão retorna ao ponto morto superior, a válvula de descarga abre-se e o líquido é descarregado na tubulação de recalque. A cada giro do motor de acionamento correspondem dois cursos do pistão, mas em apenas um deles acontece o bombeamento.

No caso de um bomba de **duplo efeito** (*double acting*), o líquido é recalcado tanto na ida como na volta do pistão (Fig. 14.2). Enquanto um lado do pistão provoca uma depressão no cilindro, abrindo a válvula de admissão e succionando uma certa quantidade de líquido, o outro lado pressiona uma parcela de líquido para a tubulação de recalque, através da válvula de descarga.

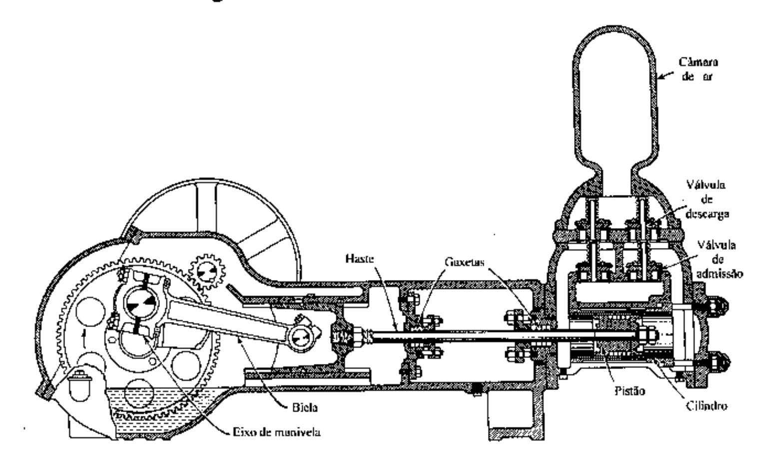


Fig. 14.2 Bomba de pistão, de potência, de duplo efeito (Fonte: Fairbanks Morse).

Como as bombas de pistão não recalcam o líquido de maneira contínua e uniforme, instalam-se **câmaras de ar** (Fig.14.2) ou outro gás na tubulação de recalque, mais usualmente, ou na de sucção, que funcionam como amortecedores de pulsação, produzindo uma descarga praticamente constante na instalação de bombeamento.

Outra maneira de atenuar a variação de vazão em virtude do movimento periódico do pistão é a colocação de vários cilindros em paralelo, com descargas defasadas. De acordo com o número de cilindros, as bombas de pistão são denominadas de **bombas simplex** (Fig. 14.2), **duplex** (Fig. 14.3), **triplex** e **multiplex**, quando forem construídas, respectiva-

mente, com um, dois, três ou mais cilindros em paralelo. Como a vazão instantânea, para cada cilindro, apresenta uma variação senoidal em função do tempo, a curva da vazão resultante será obtida pela superposição das curvas correspondentes a cada cilindro e terá formas diferentes conforme o número destes (Fig. 14.4), podendo-se considerar desprezível o efeito da pulsação a partir de uma bomba com quatro cilindros em paralelo (quadriplex).

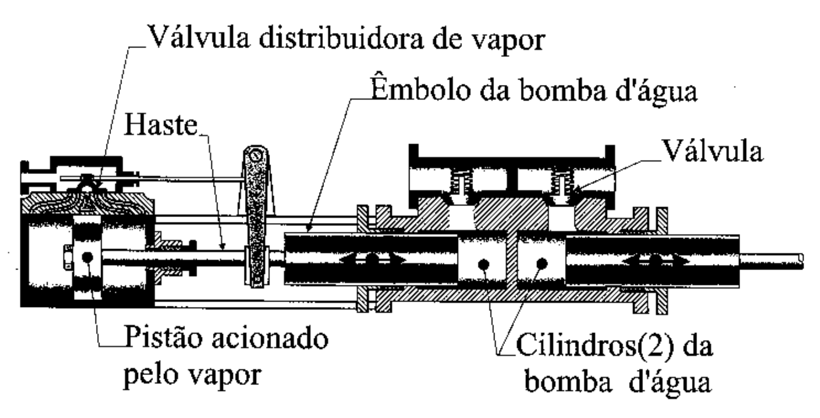


Fig. 14.3 Bomba de êmbolo, duplex, de ação direta.

A vazão média recalcada por uma bomba de pistão de simples efeito pode ser calculada pela expressão:

$$Q = \frac{\pi\ D^2}{4}\ L\ \frac{n}{60}\ \eta_v \qquad (14.1)$$

onde:

Q = vazão média recalcada, em m^3/s;

D = diâmetro externo do pistão ou interno do **cilindro** (*bore*), em m;

L = curso do **pistão** (*stroke*), em m;

n = velocidade de rotação do eixo de manivela, em rpm, ou, freqüência do movimento completo do pistão, em ppm (pulsações por minuto);

η_v = rendimento volumétrico, adimensional, que leva em consideração as perdas por fugas entre o pistão e o cilindro, as perdas nas gaxetas e a presença de ar no cilindro da bomba.

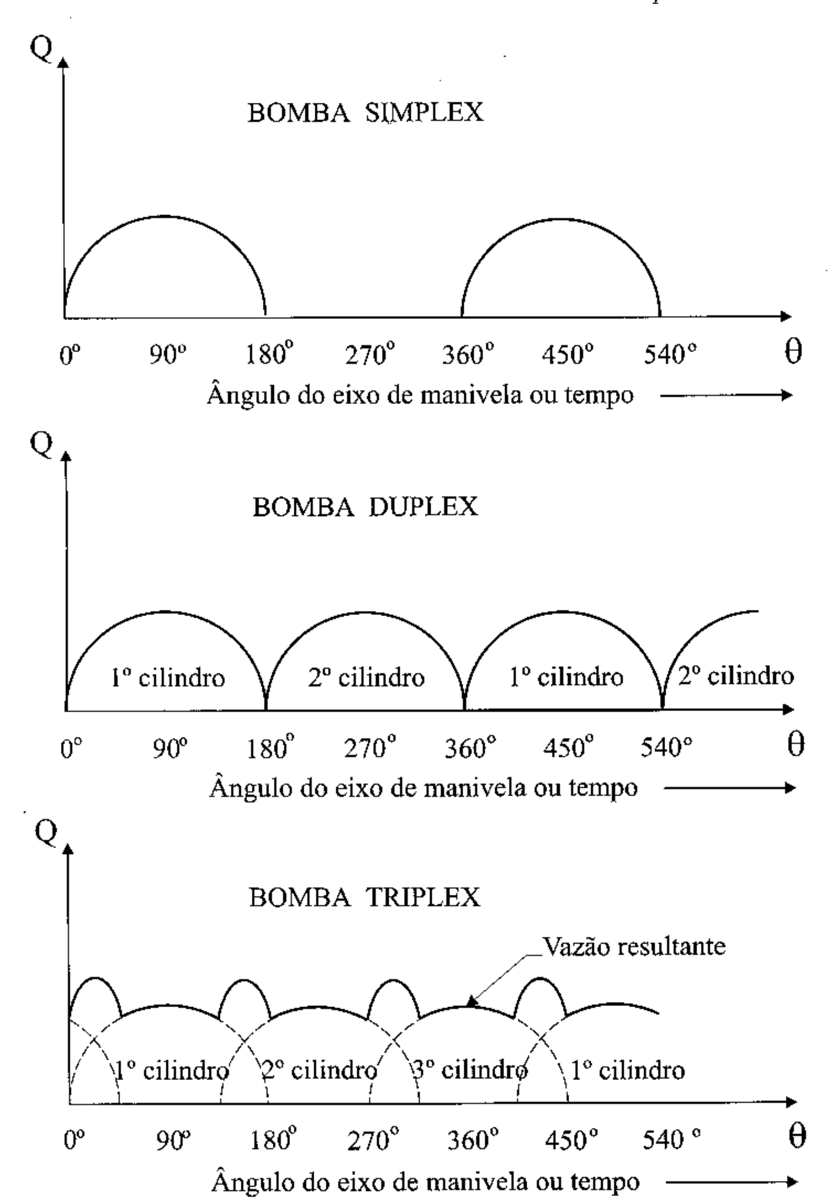


Fig. 14.4 Curvas de variação da vazão instantânea, para cada cilindro, e curva da vazão resultante em função do tempo para bombas alternativas multiplex.

No caso da bomba de duplo efeito, a vazão média poderá ser calculada pela fórmula:

$$Q = \frac{\pi\ (D^2 - d^2)}{2}\ L\ \frac{n}{60}\ \eta_v \qquad (14.2)$$

onde:
d = diâmetro da haste do pistão, em m.

Algumas bombas não possuem o sistema biela-manivela, sendo acionadas diretamente por uma máquina a vapor. São as chamadas **bombas de ação direta** (*direct-acting pumps*), em que o movimento alternativo de um pistão movimentado por vapor a alta pressão é transmitido por uma haste diretamente ao pistão ou êmbolo da bomba propriamente dita (Fig. 14.3). Muito usadas para a alimentação de caldeiras estas bombas têm a aceleração do pistão atenuada em comparação com o acionamento por biela-manivela das denominadas **bombas de potência** (*power pumps*) (Fig. 14.2).

De acordo com a equação (1.5), a energia específica fornecida ao líquido por qualquer tipo de bomba de deslocamento positivo é:

$$Y = \frac{p_d - p_a}{\rho} + \tfrac{1}{2}(c_d^2 - c_a^2) + g(z_d - z_a)$$

onde:
Y = energia que o líquido recebe ao passar pela bomba, em J/kg;
p_d = pressão na descarga da bomba, em N/m²;
p_a = pressão na admissão da bomba, em N/m²;
ρ = massa específica do líquido bombeado, em kg/m³;
c_d = velocidade do líquido na descarga da bomba, em m/s;
c_a = velocidade do líquido na admissão da bomba, em m/s;
z_d = cota ou nível de referência da descarga da bomba, em m;
z_a = cota ou nível de referência da admissão da bomba, em m.

Assim, a potência consumida no eixo de uma bomba alternativa de êmbolo ou pistão poderá ser calculada por:

$$P_e = \frac{\rho\ Q\ Y}{\eta_v\ \eta_h\ \eta_m} \quad \text{ou} \quad P_e = \frac{\rho\ Q\ Y}{\eta_t} \qquad (14.3)$$

onde:

P_e = potência no eixo da bomba, em kW;

η_v = rendimento volumétrico, já definido anteriormente;

η_h = rendimento hidráulico, que leva em conta as perdas de energia no interior da bomba, principalmente, nas válvulas;

η_m = rendimento mecânico, que leva em consideração as perdas por atrito no mecanismo de transmissão, nas gaxetas e no pistão;

η_t = rendimento total da bomba.

As bombas de êmbolo ou pistão praticamente não têm limite de pressão, bastando para isto construí-la mais robusta e acioná-la por um motor mais potente. Por este motivo, exigem a instalação de uma válvula de segurança na descarga para impedir danos na bomba e na tubulação de recalque em razão de uma sobrepressão inadmissível. Dispensam, entretanto, válvula de retenção, já que, por aspectos construtivos, não podem funcionar em sentido contrário.

Atualmente são construídas para alturas manométricas superiores a **30000 m** (pressões da ordem de 300 MPa), numa faixa de vazões que vai de **0,1** a **300 m³/h**. A velocidade de rotação normalmente varia de **10 rpm**, para bombas acionadas por rodas d'água ou cata-ventos (turbinas eólicas), até **1800 rpm** (Nas bombas dosadoras a velocidade de rotação pode chegar a 3500 rpm).

Nas bombas de êmbolo ou pistão a vazão pode ser controlada por variação da velocidade de rotação ou variação do curso do pistão, por exemplo, pela alteração do raio da manivela, para o caso de bombas de potência, ou, pela variação da admissão de vapor ou recirculação, para bombas de ação direta

São, em geral, **auto-escorvantes** (*self-priming*) e apropriadas para líquidos isentos de partículas duras e abrasivas, qualquer que seja a sua temperatura. Quando podem variar o curso do pistão podem ser empregadas como **bombas dosadoras** (*metering pumps*) de processo, deslocando, com precisão, um determinado volume de líquido durante um tempo estabelecido.

14.1.1.1 Cavitação nas bombas alternativas de pistão

Durante o funcionamento das bombas alternativas de pistão, as flutuações de velocidade fazem com que, em razão da inércia da massa de fluido nas tubulações, a força aplicada sobre ele, antes de produzir trabalho, comunique uma aceleração instantânea ao fluido. Esta aceleração consome uma energia adicional que, traduzida em metros de coluna líquida, será chamada de carga ou **altura de aceleração** (*acceleration head*).

Na linha de sucção da bomba, este gasto adicional de energia poderá provocar o surgimento do fenômeno da **cavitação** (*cavitation*) e a conseqüente ruptura da coluna líquida. Isto porque a força disponível para acelerar o líquido, superar as perdas por atrito na canalização, vencer a altura de sucção geométrica e abrir e manter aberta a válvula de admissão é oriunda da pressão exercida sobre a superfície do líquido no reservatório de sucção, normalmente igual à pressão atmosférica. Se a aceleração do pistão, na primeira metade do seu curso, for maior que a aceleração proporcionada ao líquido pela pressão existente no reservatório de sucção, poderá ser atingida uma pressão inferior à de vaporização do líquido, na temperatura em que se encontra, dando origem à cavitação em uma seção qualquer da tubulação de sucção.

O cálculo da energia específica (em metros de coluna de líquido) necessária para acelerar o líquido na linha de sucção, de acordo com Falco & Mattos[1], pode ser efetuado pela expressão (Fig. 14.5):

$$H_a = \frac{\pi^2 n^2 L_s D^2 L}{1800 g D_s^2} \qquad (14.4)$$

onde:

H_a = altura ou energia específica de aceleração, em m;
n = velocidade de rotação do eixo de manivela da bomba, em rpm;
L_s = comprimento da canalização de sucção (comprimento real, desprezando o comprimento equivalente dos acessórios), em m;
D = diâmetro do pistão, em m;

[1] FALCO, R. de & MATTOS, E. E. de., *Bombas industriais.*

L = curso do pistão, em m;
g = aceleração da gravidade, em m/s^2;
D_s = diâmetro da canalização de sucção, em m.

De acordo com recomendações do Hydraulic Institute,[2] o valor acima calculado para a energia de aceleração deve ser dividido por **1,7** para o caso de bombas duplex e por **3,0** para o caso de bombas triplex.

Além da energia consumida para a aceleração do líquido na tubulação de sucção, $\mathbf{H_a}$, para o cálculo do $\mathbf{NPSH_d}$ disponível na instalação, devem ser levadas em consideração a perda de carga na sucção, $\mathbf{H_{ps}}$, e a perda de energia para manter aberta a válvula de admissão, $\mathbf{H_{va}}$.

Esta perda de carga na válvula de admissão pode ser estimada por:

$$H_{va} = \lambda_{va} \frac{c_{va}^2}{2\,g} \qquad (14.5)$$

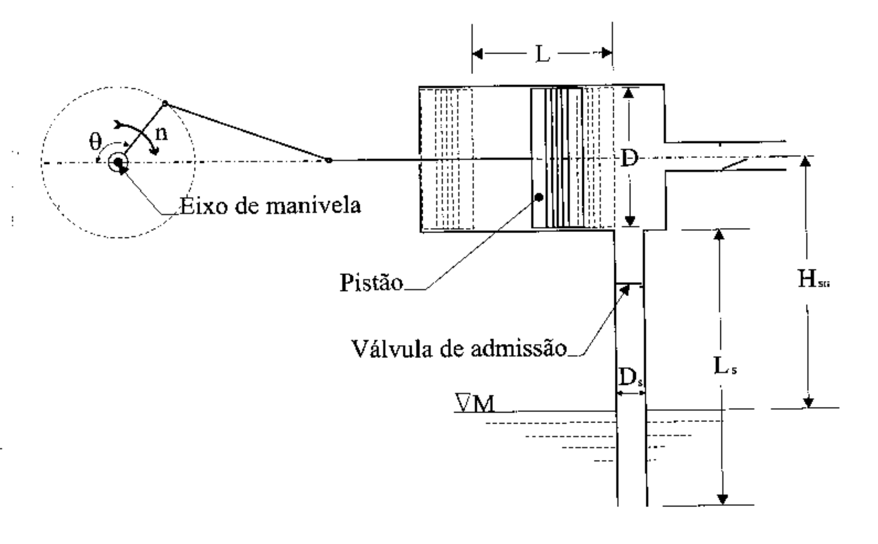


Fig. 14.5 Geometria de uma bomba de pistão de simples efeito.

[2] HYDRAULIC INSTITUTE., *Hydraulic Institute standards.*

onde:

H_{va} = perda de carga na válvula de admissão, em m;

λ_{va} = coeficiente de resistência na válvula de admissão da bomba, normalmente estimado com o valor 4, adimensional;

c_{va} = velocidade de escoamento na sede (assento) da válvula de admissão, em m/s;

g = aceleração da gravidade, em m/s^2.

Desta maneira, para obter-se a condição de segurança quanto ao risco de cavitação na linha de sucção, de acordo com (6.11), é necessário que:

$$\mathbf{NPSH_d \geq NPSH_b},$$

onde o valor do $\mathbf{NPSH_b}$ requerido pela bomba deve ser fornecido pelo fabricante, a partir da realização de testes, e o $\mathbf{NPSH_d}$ disponível na instalação, com base na equação (6.9), deve ser calculado pela expressão:

$$NPSH_d = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} - \frac{p_v}{\gamma} - H_a - H_{va} \qquad (14.6)$$

em que:

p_2 = pressão no reservatório de sucção, normalmente, igual à pressão atmosférica, em kgf/m^2;

γ = peso específico do líquido bombeado, em kgf/m^3;

H_{sg} = altura de sucção geométrica, em m;

H_{ps} = perda de carga na linha de sucção, em m;

p_v = pressão de vaporização do líquido, na temperatura de bombeamento, em kgf/m^2;

H_a = altura de aceleração, em m;

H_{va} = perda de carga na válvula de admissão, em m.

Em decorrência da variação senoidal da vazão, função da variação da velocidade do pistão, o maior valor da perda de carga, $\mathbf{H_{ps}}$, correspondente à vazão máxima que passa pela tubulação de sucção, não coincide, no tempo, com o valor máximo da altura de aceleração, $\mathbf{H_a}$, que ocorre no início da retomada de movimento do pistão.

O valor da vazão máxima pode ser calculado em função da vazão média recalcada pela expressão:

$$Q_{max} = K_v \ Q \qquad (14.7)$$

onde:
$Q_{máx}$ = vazão máxima que passa pela tubulação de sucção, em m^3/s;
Q = vazão média recalcada pela bomba, em m^3/s;
K_v = coeficiente de correção da vazão, adimensional.

O coeficiente de correção da vazão, K_v, assume os seguintes valores:

– $K_v = 3{,}2$ para bombas simplex;
– $K_v = 1{,}6$ para bombas duplex;
– $K_v = 1{,}1$ para bombas triplex;
– $K_v = 1{,}0$ para bombas quadriplex ou com maior número de cilindros em paralelo.

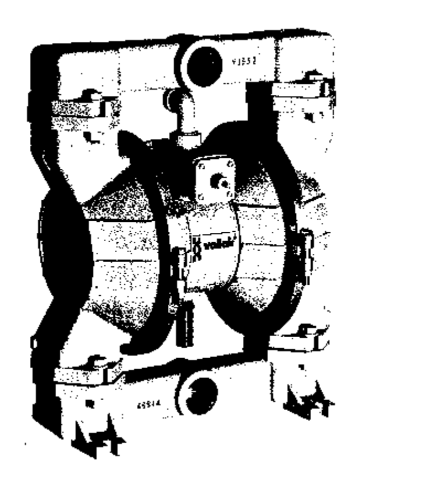
É recomendável comparar o valor do $\mathbf{NPSH_d}$ obtido a partir do valor máximo da altura de aceleração, $\mathbf{H_a}$, desprezando o valor da perda de carga, $\mathbf{H_{ps}}$, com o calculado a partir da consideração da perda de carga $\mathbf{H_{ps}}$ (sem levar em conta a altura de aceleração), para a vazão máxima que passa pela tubulação de sucção, adotando o que for menor, para a comparação com o $\mathbf{NPSH_b}$ requerido pela bomba.

Normalmente o menor valor de $\mathbf{NPSH_d}$ ocorre para a condição da altura de aceleração, exceto para máquinas de baixa pulsação, operando com líquidos de viscosidade muito elevada.

No caso de bombas triplex ou com maior número de cilindros em paralelo, a expressão (14.6) deve ser usada completa, ou seja, com os termos referentes à altura de aceleração e à perda de carga sendo computados em conjunto.

14.1.2 Bombas de diafragma

A **bomba de diafragma** (*diaphragm pump*) é uma bomba alternativa em que um elemento elástico (membrana ou diafragma) substitui o pistão como órgão de movimentação do líquido. O diafragma é fabricado de qualquer material elástico, como borracha, plástico ou metal, dependendo do líquido a ser bombeado. Pode ser acionado mecânica, hidráulica ou pneumaticamente. Neste último caso, válvulas de distribuição direcionam o ar sob pressão que empurra o diafragma (Fig. 14.6).



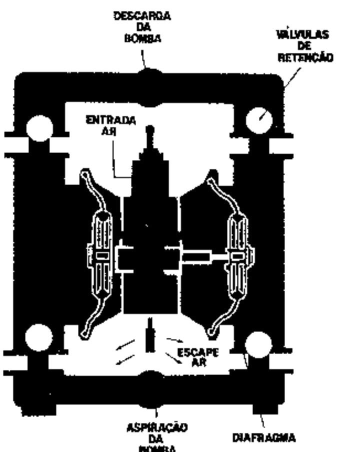


Fig. 14.6 Bomba de diafragma acionada pneumaticamente (Fonte: Vallair).

Praticamente todas as considerações feitas para as bombas alternativas de pistão valem para as de diafragma, como, por exemplo, a não exigência de válvula de retenção. Ao contrário das bombas de pistão ou êmbolo, em que líquidos que contêm sólidos abrasivos podem danificar o acabamento superficial do cilindro e do pistão, as bombas de diafragma são indicadas não só para o bombeamento de líquidos puros, mas também de líquidos contendo materiais abrasivos e produtos químicos tóxicos ou corrosivos, de qualquer viscosidade.

Operam numa faixa de pequenas a médias vazões (0,2 a 300 m^3/h) e de pressões médias (0,1 a 40 MPa), sendo muito utilizadas como **bombas dosadoras de processo** (*process metering pumps*).

Podem regular a vazão recalcada pela variação da velocidade do motor de acionamento ou pelo curso do elemento que movimenta o diafragma, no caso de acionamento mecânico, ou pela regulagem da alimentação do óleo ou do ar, no caso de acionamento hidráulico ou pneumático.

14.1.3 Bombas de engrenagens

Este tipo de bomba, conforme o nome indica, é constituído de duas engrenagens, com engrenamento externo ou interno, que giram no interior de uma carcaça. À medida que as engrenagens giram, provocam uma depressão no lado de entrada, chamada de câmara de sucção da bomba, fazendo com que o líquido seja admitido. Da câmara de sucção o líquido é transportado, através dos espaços compreendidos entre os dentes das engrenagens e a parede interna da carcaça, até a câmara de pressão na descarga da bomba, situada numa posição oposta ao lado de admissão (Fig.14.7). O engrenamento dos dentes, na parte central da bomba, impede a comunicação entre a câmara de pressão e a câmara de sucção. A pressão de saída do líquido será maior ou menor, dependendo da resistência encontrada pelo fluxo hidráulico ao longo da tubulação de descarga e da pressão a vencer, ou seja, da altura de elevação manométrica.

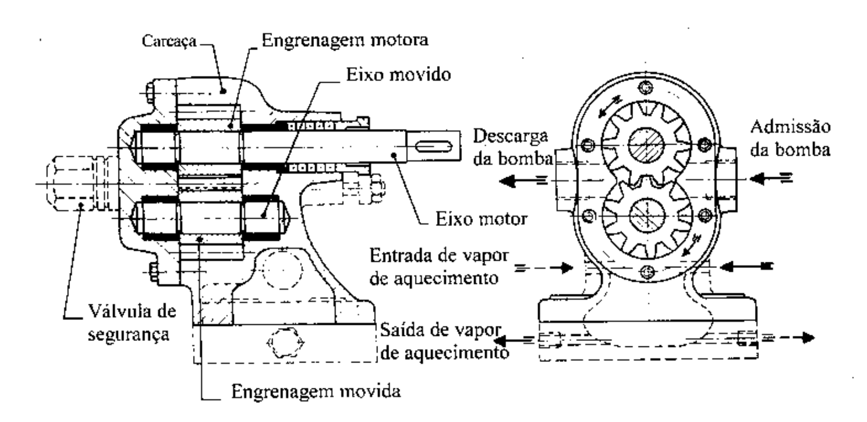


Fig. 14.7 Bomba de engrenagens com camisa de aquecimento a vapor (Fonte: Intersigma).

As **bombas rotativas de engrenagens** (*gear pumps*) transportam, teoricamente o mesmo volume de líquido para cada giro das engrenagens, independentemente da altura total de elevação manométrica, da velocidade de rotação e das propriedades físicas do líquido transportado. Na prática, este volume é ligeiramente reduzido, em razão das perdas por fugas entre as engrenagens e a carcaça, pela presença de ar ou gases no líquido bombeado, ou mesmo, pelo retorno à câmara de sucção de uma pequena parcela de líquido que fica retido na reentrância entre dois dentes, já que o volume deste vão é maior que o do dente que ali penetra durante o engrenamento. As perdas por fugas, levadas em consideração pelo rendimento volumétrico, η_v, tendem a aumentar com o aumento da diferença de pressão entre a descarga e a admissão, com a redução da viscosidade do líquido bombeado e com o aumento da folga entre rotor e carcaça. Um aumento desta folga implica num aumento, ao cubo, da vazão de fuga.

Segundo Fuchslocher-Schulz,[3] a vazão recalcada por uma bomba de engrenagens pode ser calculada por:

$$Q = 120 \; A_d \; N \; b \; n \; \eta_v \tag{14.8}$$

onde:

Q = vazão recalcada, em m^3/h;

A_d = seção de um dente, medida perpendicularmente ao eixo de giro e limitada, no pé do dente, pela circunferência externa da engrenagem conjugada, em m^2;

N = número de dentes de uma engrenagem, adimensional;

b = largura das engrenagens rotativas (rotor), em m;

n = velocidade de rotação, em rpm;

η_v = rendimento volumétrico, que diminui com o aumento das perdas por fugas, adimensional.

Evitando a necessidade de medir a seção do dente, Palmieri[4] propõe a seguinte expressão aproximada para o cálculo da vazão de bombas de engrenagens:

---

[3] FUCHSLOCHER-SCHULZ., *Bombas*.

[4] PALMIERI, A. C., Manual de hidráulica básica.

$$Q = 212{,}29\ b\ E\left(D_e - E\right)n \tag{14.9}$$

onde:
Q = vazão recalcada, em m^3/h;
D_e = diâmetro exterior das engrenagens, em m;
n = velocidade de rotação, em rpm;
b = largura das engrenagens, em m;
E = distância entre os centros das engrenagens, em m.

Desprezando a variação de energia cinética e de energia de posição entre a entrada e saída da bomba, pode-se escrever de acordo com a equação (1.5):

$$Y = \frac{p_d - p_a}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} = g\,H \tag{14.10}$$

onde:
Y = energia específica fornecida ao líquido, em J/kg;
p_d = pressão na descarga da bomba, em N/m^2;
p_a = pressão na admissão da bomba, em N/m^2;
ρ = massa específica do líquido, em kg/m^3;
Δp = diferença de pressão entre a saída e a entrada da bomba, em N/m^2 (Pa);
g = aceleração da gravidade, em m/s^2;
H = altura de elevação manométrica, em m.

Tomando como base a equação (1.26), a potência consumida no eixo da bomba será, então, calculada por:

$$P_e = \frac{Q\ \Delta p}{\eta_t} \tag{14.11}$$

onde:
P_e = potência no eixo da bomba, em W;
η_t = rendimento total da bomba, adimensional.

As bombas de engrenagens, como as demais bombas de deslocamento positivo rotativas, combinam a característica de fluxo contínuo das bombas centrífugas com a característica da invariabilidade da vazão em função da pressão de descarga das bombas alternativas de pistão com a vantagem adicional de não possuírem válvulas.

Podem ser usadas para transportar uma grande variedade de líquidos, numa ampla faixa de vazões, para diferentes pressões, viscosidade e temperaturas. São indicadas para o manejo de líquidos de qualquer viscosidade, para processos químicos, transmissão hidráulica de potência, lubrificação sob pressão, refrigeração de máquinas ferramentas, manejo de graxas, bombas para queimadores de petróleo, para o transporte de óleos quentes, etc. Não devem, entretanto, trabalhar com líquidos que contêm substâncias abrasivas e corrosivas, pois estas poderão atacar as superfícies usinadas das paredes da carcaça e dos dentes das engrenagens, provocando desgaste e diminuição da vida e do rendimento da bomba. A opção por engrenagens do tipo helicoidal diminui o nível de ruído, normalmente elevado, durante o funcionamento deste tipo de bomba, mas aumenta o seu custo de fabricação.

Operam numa faixa de vazões que, normalmente, vai de **0,2** a **1000 m³/h**, com pressões na descarga que ultrapassam **21 MPa**. É, no entanto, no campo do transporte de líquidos altamente viscosos que as bombas de engrenagens (incluindo a de parafusos) apresentam vantagens insuperáveis por outros tipos de bombas. Enquanto as bombas centrífugas são indicadas para trabalhar com líquidos de viscosidade até **660 cSt** (centistokes) ou **3000 SSU** (Segundos Saybolt Universal) e as bombas de pistão com viscosidade até **1100 cSt** (5000 SSU), as bombas de engrenagens podem trabalhar com líquidos de viscosidade superior a **110000 cSt** (500000 SSU).

Na operação com líquidos muito viscosos é aconselhável instalar a bomba abaixo do reservatório de sucção (afogada), para garantir um completo preenchimento dos espaços entre os dentes das engrenagens. Alguns tipos de construção envolvem a carcaça com uma camisa por onde circula vapor, com a finalidade de reduzir a viscosidade do líquido bombeado (Fig. 14.7). Este mesmo procedimento construtivo, por necessidade do processo industrial, também pode ser utilizado para a circulação de algum fluido refrigerante.

A regulação da vazão das bombas de engrenagens pode ser feita por mudança da velocidade de rotação, pela utilização de um conduto em derivação (*by-pass*) que devolve o excesso de líquido à linha de sucção (recirculação), ou pela disposição em paralelo de duas ou mais bombas.

Como outras bombas de deslocamento positivo, a bomba de engrenagens deve ser protegida de pressões inadmissíveis pela colocação de uma válvula de segurança (válvula de alívio) na descarga.

O dimensionamento da tubulação de sucção deve ser feito de maneira a evitar o fenômeno da **cavitação** (*cavitation*). Para tanto, as bombas rotativas devem obedecer à mesma condição (6.11) das máquinas de fluxo geradoras que trabalham com líquidos:

$$\mathbf{NPSH_d \geq NPSH_b}$$

onde o $\mathbf{NPSH_b}$ requerido pela bomba deve ser fornecido pelo fabricante, a partir dos resultados obtidos em ensaios de laboratório, e o $\mathbf{NPSH_d}$ disponível na instalação, é determinado pela mesma equação (6.9), utilizada para bombas de fluxo, considerando a velocidade do líquido no reservatório de sucção igual a zero:

$$NPSH_d = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} - \frac{p_v}{\gamma} \qquad (14.12)$$

onde:

p_2 = pressão no reservatório de sucção, normalmente igual à atmosférica, em kgf/m^2;

γ = peso específico do líquido bombeado, em kgf/m^3;

H_{sg} = altura de sucção geométrica, em m;

H_{ps} = perda de carga na tubulação de sucção, em m;

p_v = pressão de vaporização do líquido, na temperatura de bombeamento, em kgf/m^2.

É importante observar que o aumento da viscosidade do fluido bombeado contribui para aumentar o risco de cavitação, pois não só afeta o $NPSH_d$, diminuindo-o pelo aumento da perda de carga na linha de sucção, como também aumenta o $NPSH_b$ requerido pela bomba.

Embora ainda predominante, o uso do termo NPSH, que utiliza uma altura de coluna líquida para caracterizar as condições de sucção de uma bomba, dois novos termos (em unidades de pressão) começam a ser utilizados em bombas de deslocamento rotativas para estabelecer a condição de ausência de risco de cavitação, o NPIPA (*Net Positive Inlet Pressure Available*) e o NPIPR (*Net Positive Inlet Pressure Required*), ambos em Pa ou kPa. Para que não haja risco de cavitação:

$$NPIPA \geq NPIPR \qquad (14.13)$$

onde:

NPIPA = pressão disponível na admissão da bomba para introduzir o líquido, em Pa;

NPIPR = pressão requerida na admissão da bomba para que não haja risco de cavitação, em Pa.

A parte conceitual continua a mesma, apenas alteram-se os termos da equação (14.4) que passam a ser expressos em unidades de pressão no Sistema Internacional de Unidades (Pa) e não mais em unidades de energia específica no Sistema Técnico (kgf.m/kgf). Ou seja, a relação que existe entre as grandezas da condição (14.13) e as da condição (6.11) é a seguinte:

$$NPIPA = g\ \rho\ NPSH_d \quad e \quad NPIPR = g\ \rho\ NPSH_b \qquad (14.14)$$

onde:

g = aceleração da gravidade, em m/s^2;

ρ = massa específica do líquido bombeado, em kg/m^3.

14.1.4 Bombas de parafuso

As **bombas rotativas de parafuso** (*screw pumps*) consistem em dois ou três parafusos de rosca helicoidal que, engrenados e com uma folga muito pequena entre si, giram no interior de uma carcaça cilíndrica (Fig. 14.8). O movimento dos parafusos é sincronizado por engrenagens externas, ou então, um deles (o central) é o propulsor e os demais são arrastados pelo engrenamento. O líquido admitido numa (ou nas duas)

extremidade é arrastado para a câmara de pressão, na descarga, que fica localizada na outra extremidade ou na parte central do cilindro, escorrendo entre os fios dos parafusos e a carcaça.

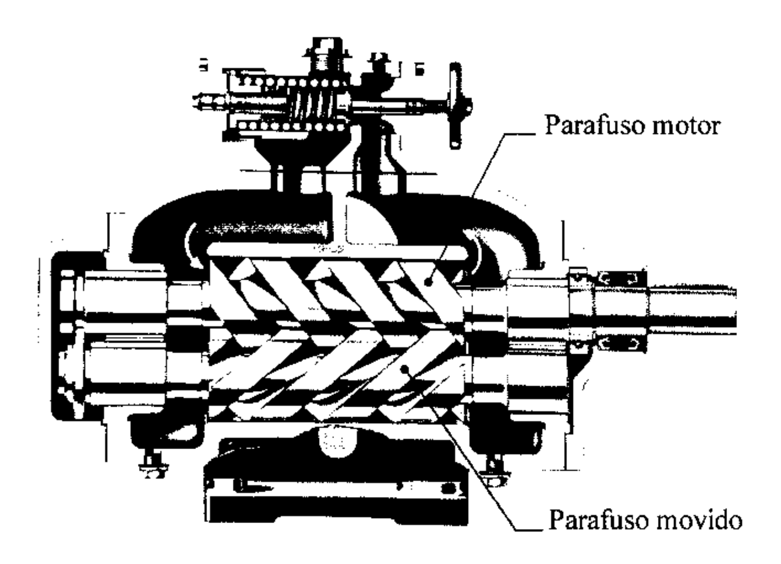


Fig. 14.8 Bomba de parafusos (Fonte: Bombas Nemo).

Estas bombas são indicadas para o transporte de líquidos de viscosidade elevada, não abrasivos, com vazões até **1000 m³/h**, pressões até **14 MPa** e temperaturas até **300°C**. Como nas bombas de engrenagens, alguns tipos de construção apresentam camisa de aquecimento para diminuir a viscosidade do líquido transportado.

A regulação da vazão pode ser efetuada por variação da velocidade de rotação dos parafusos ou, então, por recirculação do líquido entre a descarga e a admissão da bomba.

O rendimento da bomba de parafusos depende fundamentalmente das perdas por fugas do líquido nas folgas, e da viscosidade. Quando a viscosidade do líquido a ser deslocado é muito elevada, é vantajoso aumentar as folgas, porque, embora este procedimento diminua o rendimento volumétrico, a redução das perdas hidráulicas por atrito produz uma redução sensível da potência de acionamento.

A vazão de uma bomba de parafusos com dentes helicoidais retangulares pode ser calculada pela expressão indicada por Macintyre:[5]

$$Q = 7{,}5\ i\ \left(D_e^2 - D_i^2\right) \frac{n\ t}{N}\ \eta_v \qquad (14.15)$$

onde:

Q = vazão recalcada, em m^3/h;
i = número de parafusos conduzidos, 1 ou 2;
D_e = diâmetro exterior do filete, em m;
D_i = diâmetro da raiz do filete, em m;
n = velocidade de rotação dos parafusos, em rpm;
t = passo dos filetes retangulares dos parafusos, em m;
N = número de filetes ou entradas dos parafusos, adimensional;
η_v = rendimento volumétrico, adimensional.

Uma variante da bomba de parafusos é a **bomba de parafuso único**, também chamada de **bomba de cavidades progressivas** ou mesmo de **bombas helicoidais** (*helical pumps*).

Esta bomba (Fig. 14.9) é constituída por um rotor, que possui a forma de um parafuso helicoidal, e de um estator cilíndrico no interior do qual se encontra vulcanizada uma camisa de elastômero, natural ou sintético, especificado em função da composição química e da temperatura do líquido a ser bombeado. Esta camisa de elastômero possui uma cavidade interna em forma de rosca helicoidal arredondada, de dupla entrada, orientada em oposição à hélice do rotor.

Durante o movimento do rotor, formam-se recintos vazios e estanques na cavidade do estator, que são preenchidos pelo líquido a ser bombeado. Com o giro do rotor, estes vazios deslocam-se contínua e progressivamente no sentido do passo da hélice, arrastando o líquido na direção da descarga da bomba. A vazão recalcada pela bomba de parafuso único pode ser calculada pela expressão:

$$Q = 120\ n\ D_e\left(D_e - D_i\right) t \qquad (14.16)$$

[5] MACINTYRE, A. J., *Bombas e instalações de bombeamento.*

onde:

Q = vazão, em m^3/h;

n = velocidade de rotação do rotor, em rpm;

D_e = diâmetro exterior da hélice do parafuso, em m;

D_i = diâmetro da raiz da hélice do parafuso, em m;

t = passo da hélice do rotor, em m.

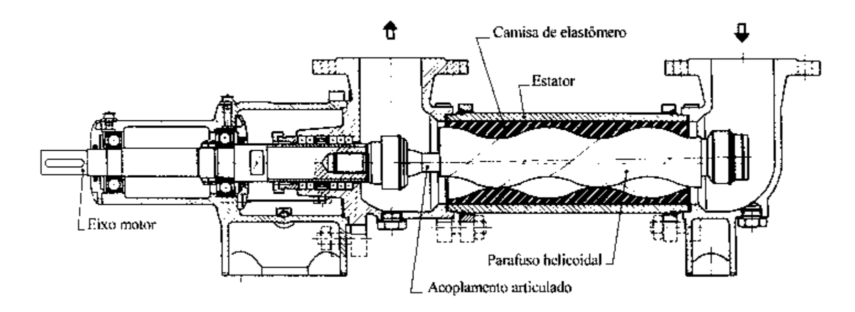
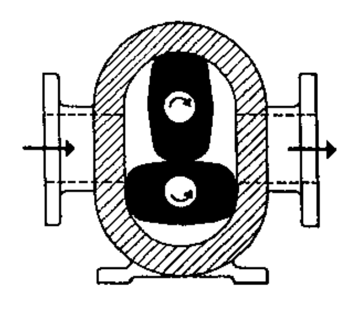


Fig. 14.9 Bomba de parafuso único ou de cavidades progressivas (Fonte: Intersigma).

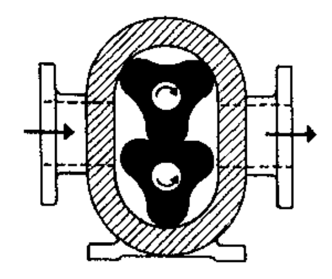
A bomba de parafuso único ou de cavidades progressivas pode transportar líquidos até **110000 cSt** (500000 SSU), com elevado teor de sólidos, com fibras alongadas em suspensão ou mesmo materiais pastosos como chocolate, graxas, sorvetes, pirões e massas cerâmicas. São auto-escorvantes, admitem uma altura de sucção de até **7,5 m** de coluna d'água e podem ter a vazão regulada pela variação da velocidade de rotação do rotor.

14.1.5 Bombas de lóbulos

Nestas bombas, o líquido desloca-se pela ação de rotores lobulares, em forma de perfis conjugados, que giram no interior de uma carcaça ovalada, de maneira sincronizada pela ação de engrenagens externas. Os rotores, que giram em sentido oposto, possuem dois ou mais lóbulos (Fig. 14.10), cujas superfícies não entram em contato durante o funcionamento. A folga entre estas superfícies, que deve ser a menor possível, evita o desgaste dos materiais de construção dos lóbulos.



a)- Bomba rotativa de dois lóbulos



b)- Bomba rotativa de três lóbulos

Fig. 14.10 Bombas de lóbulos.

O líquido penetra na bomba sob a ação de forças externas, como a da gravidade, por exemplo, sendo deslocado para a descarga pela energia fornecida pelos rotores lobulares. O funcionamento é muito semelhante ao das bombas de engrenagens, porém, como o líquido é descarregado em volumes maiores e em menor número por giro, o fluxo nas bombas de lóbulos não é tão constante como nas de engrenagens e o seu nível de ruído é maior.

As **bombas rotativas de lóbulos** (*lobe-type rotary pumps*) são apropriadas para o bombeamento de líquidos viscosos e produtos com sólidos em suspensão, sendo muito utilizadas na indústria alimentícia para o bombeamento de mosto de frutas, xaropes, conservas, geléias, iogurte, pasta de carnes, bagaço molhado, etc. As pressões atingem valores até **1,5 MPa**, com vazões, normalmente, de **1** a **250 m³/h**. A faixa de rotações vai de **100** a **1000 rpm**. Para a movimentação de líquidos que podem solidificar, as bombas podem ser fornecidas com camisa de aquecimento, por meio de água quente ou vapor.

O cálculo da vazão de uma bomba de lóbulos pode ser feito, segundo Torreira,[6] por uma equação do tipo:

$$Q = K \left(D_e^2 - E^2\right) b \; n \; \eta_v \qquad (14.17)$$

[6] TORREIRA, R. P., *Bombas, válvulas e acessórios.*

onde:

Q = vazão da bomba de lóbulos, em m^3/s;
K = constante que depende da geometria do rotor e do número de lóbulos, adimensional;
D_e = diâmetro exterior do rotor, em m;
E = distância entre os centros dos rotores, em m;
b = largura do rotor, em m;
n = velocidade de rotação do rotor, em rps ou Hz;
η_v = rendimento volumétrico, adimensional.

Uma variante da bomba de lóbulos é a **bomba de pistões rotativos** cujos rotores possuem a superfície externa em forma de arco de circunferência (Fig. 14.11).

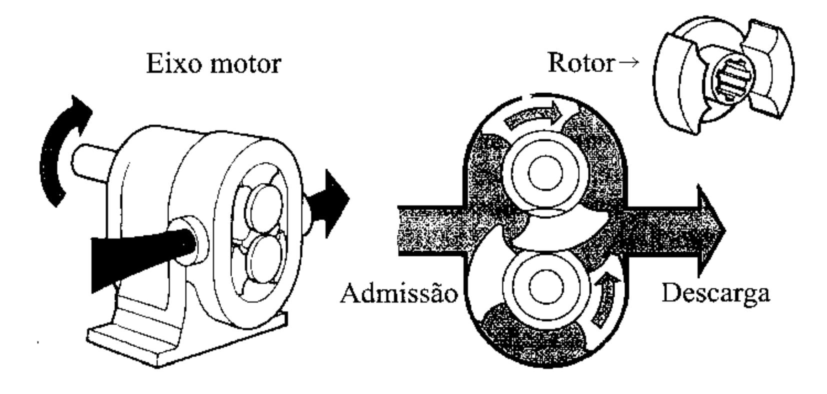


Fig. 14.11 Bomba de pistões rotativos (Fonte: Waukesha).

O movimento dos rotores cria uma cavidade crescente no lado de admissão da bomba, permitindo o ingresso do fluido, arrastando-o para o lado de descarga, quando, então, é forçado a sair pela contração da cavidade. Indicada para líquidos de diferentes tipos e viscosidades, a sua forma construtiva permite o bombeamento de uma vazão praticamente constante e sem pulsação, para qualquer posição dos rotores, o que a distingue das demais bombas de deslocamento positivo.

14.1.6 Bombas de palhetas

A **bomba de palhetas** (*vane pumps*) é constituída de um rotor excêntrico em forma de tambor, com ranhuras radiais, no interior das quais deslizam palhetas que durante o giro são pressionadas contra a carcaça cilíndrica por ação da força centrífuga (Fig.14.12). O líquido é aprisionado no espaço formado pelas palhetas e conduzido para a descarga da bomba em conseqüência da variação do volume deste espaço que, inicialmente, aumenta progressivamente e, após atingir o seu valor máximo, passa a decrescer, até desaparecer. A lubrificação das extremidades das pás que entram em contato com a carcaça é realizada pelo próprio líquido de trabalho.

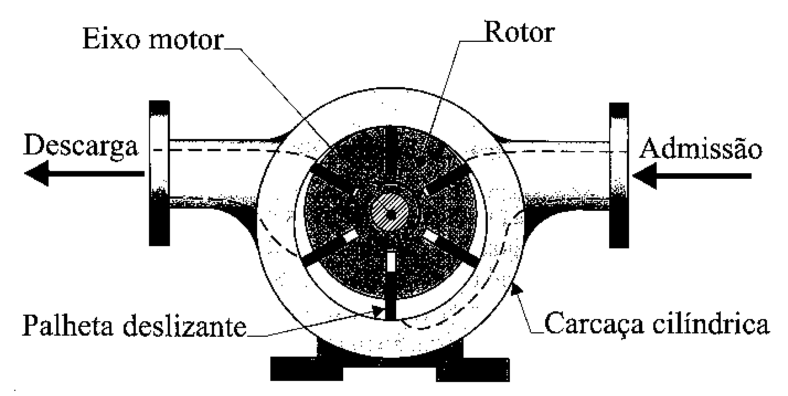


Fig. 14.12 Bomba de palhetas.

Este tipo de bomba pode ser utilizado para o bombeamento de suco de frutas, solventes, vinho e outros líquidos puros, isentos de partículas abrasivas e não muito viscosos. São muito empregadas para sistemas de controle e transmissão hidráulica e, na aviação, para o transporte de combustível e de óleo lubrificante.

Trabalham com velocidades apropriadas para o acoplamento direto com motores elétricos, recalcando vazões de **0,5** a **60 m³/h** a pressões até **14 MPa** (1400 m de coluna líquida). Podem ser reguladas por variação da velocidade de rotação e pela variação da excentricidade "E".

Segundo Nekrassov,[7] a vazão das bombas de palhetas pode ser calculada pela expressão:

$$Q = 2\ E\ b\ [\ \pi\ (D - E) - N\ e]\frac{n}{60}\eta_v \tag{14.18}$$

onde:

Q = vazão recalcada, em m^3/s;
E = excentricidade, ou seja, a distância entre os centros do rotor e da carcaça, em m;
b = largura das pás, em m;
D = diâmetro da superfície interna da carcaça, em m;
N = número de pás, adimensional;
e = espessura das pás, em m;
n = velocidade de rotação, em rpm;
η_v = rendimento volumétrico, adimensional.

14.2 Curvas características de bombas de deslocamento positivo

Uma das diferenças mais significativas entre as bombas de deslocamento positivo e as bombas de fluxo (centrífugas, de fluxo misto e axiais) pode ser constatada pelo exame das suas curvas características que representam a variação da vazão em função da variação da pressão na descarga ou da altura de elevação manométrica, para uma velocidade de rotação constante do motor de acionamento.

Enquanto nas bombas de fluxo a vazão varia em função da variação da altura de elevação, **nas bombas de deslocamento positivo** (alternativas e rotativas) **a vazão recalcada**, teoricamente, **independe da altura desenvolvida**.

Na Fig.14.13, encontram-se representadas curvas características de funcionamento típicas de uma bomba de deslocamento positivo, que tanto poderiam traduzir o comportamento de uma bomba alternativa de pistão como o de uma bomba rotativa de engrenagens.

Um exame dessas curvas revela que a característica teórica de uma bomba de deslocamento positivo, num sistema de coordenadas **Q = f (H)**, para rotação constante, é representada por uma reta paralela ao eixo **H**

[7] NEKRASSOV, B., Cours d'hydraulique.

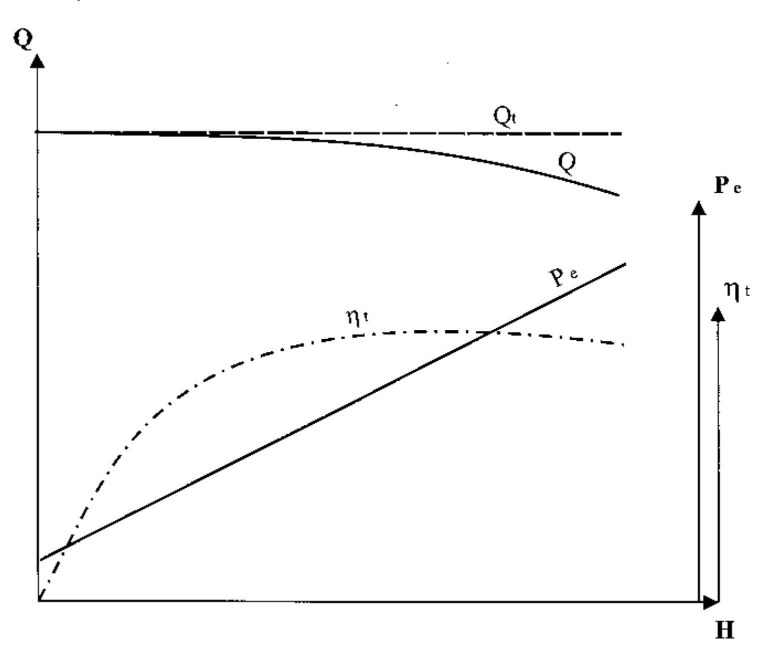


Fig. 14.13 Curvas características de bombas de deslocamento positivo, para velocidade de rotação constante.

das abscissas (reta tracejada da Fig. 14.13). Isto mostra que, teoricamente, para uma velocidade de rotação constante, este tipo de bomba fornece uma vazão constante, não importando o valor da pressão a ser vencida.

O rendimento total da bomba cresce inicialmente com o aumento da altura de elevação manométrica, chegando rapidamente ao seu valor máximo, para depois permanecer quase constante, com um pequeno decréscimo para as alturas ou pressões de descarga mais elevadas.

O consumo de potência cresce proporcionalmente ao aumento da diferença de pressão entre a descarga e a admissão ou altura de elevação manométrica desenvolvida pela bomba, o que leva ao risco de danificação do motor de acionamento ou da própria bomba, por exemplo, no caso de um entupimento da canalização de recalque. Por este motivo normalmente as bombas de deslocamento positivo estão equipadas com uma **válvula de alívio ou de segurança** (*safety valve*), munida de um *by-pass* (Fig. 14.14).

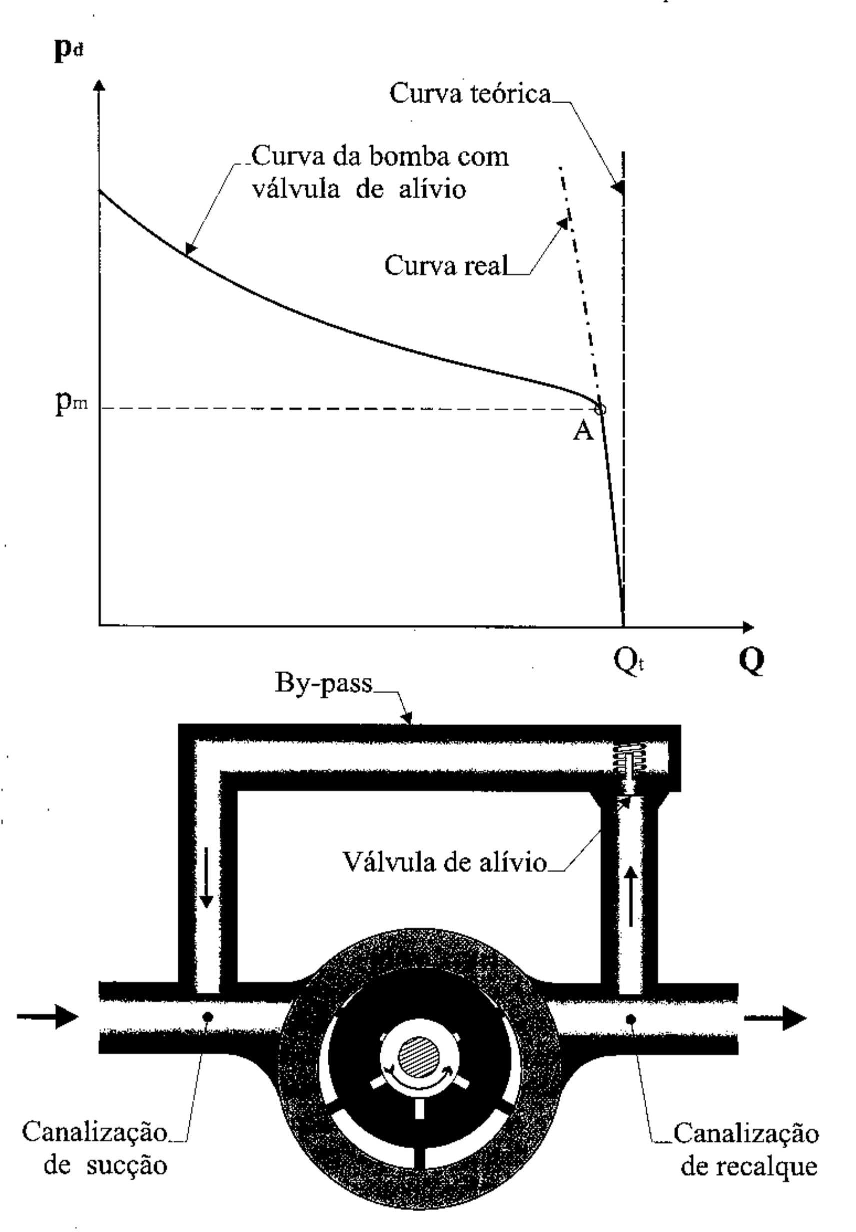


Fig. 14.14 Curva característica de uma bomba de palhetas com válvula de alívio.

Esta válvula se abre quando a pressão na canalização de descarga ultrapassa a pressão exercida pela mola (**p_m**) e deixa passar uma certa vazão de líquido, de volta ao recinto de admissão, causando uma alteração na curva característica da bomba. Até o ponto **A** da curva (Fig. 14.14) a válvula encontra-se fechada, porque a pressão de descarga da bomba não consegue superar a produzida pela força da mola sobre a superfície da válvula. No ponto **A** as pressões igualam-se, dando início à abertura da válvula.

Na prática, o comportamento da bomba de deslocamento positivo é um pouco diferente, em virtude das perdas por fugas que acontecem no interior da bomba por meio das **folgas** (*clearances*) existentes entre as partes móveis e as fixas. Sob efeito da pressão criada pela bomba, uma parte do líquido retorna por estas folgas, fazendo com que haja uma redução na vazão efetivamente recalcada por ela e uma conseqüente diminuição do seu rendimento volumétrico. A vazão de fuga é diretamente proporcional à diferença de pressão entre a descarga e a admissão da bomba, proporcional ao cubo do valor da folga e inversamente proporcional à viscosidade do líquido recalcado. Em decorrência, as características reais de uma bomba de deslocamento positivo são representadas por curvas inclinadas na direção do eixo **H** (curva contínua da Fig. 14.13).

Na curva característica real, o afastamento da reta teórica pode ser acentuado por anormalidades no funcionamento, como o preenchimento incompleto dos espaços úteis da bomba, pela presença de ar ou pela vaporização do líquido em decorrência da cavitação.

Segundo Wilson,[8] a curva característica real de uma bomba de deslocamento obedece à seguinte equação:

$$Q = V_c \; n - \frac{K \; V_c \; g \; H}{2 \; \pi \; \nu} - Q_v \qquad (14.19)$$

onde:

Q = vazão recalcada pela bomba, em m^3/s;

V_c = volume característico deslocado a cada rotação, em m^3;

n = velocidade de rotação do motor de acionamento, em rps ou Hz;

[8] WILSON, W. E., *Positive-displacement pumps and fluid motors.*

K = coeficiente de escorregamento, que leva em conta a folga entre a carcaça e o elemento que se desloca, adimensional;
g = aceleração da gravidade, em m/s^2;
H = altura de elevação manométrica, em m;
ν = coeficiente de viscosidade cinemática (ver item 11.3), em m^2/s (10^6 cSt);
Q_v = perda de vazão recalcada em função da vaporização do líquido na região de admissão, em m^3/s.

O **ponto de funcionamento** (*operating point*), da mesma maneira que nas máquinas de fluxo geradoras, é obtido pela interseção da curva característica da bomba com a curva característica da canalização.

Para o traçado da curva característica da canalização, para escoamento laminar ($R_e \leq 2000$), o que é bastante comum em sistemas oleodinâmicos, e considerando nula a diferença de pressão entre o reservatório de recalque e o reservatório de sucção, pode ser usada a seguinte expressão derivada da equação (9.16):

$$H = H_G + \frac{0{,}165}{D^4} Q^2 + \frac{4{,}15\ \nu\ L}{D^4} Q \qquad (14.20)$$

onde:
H = altura de elevação manométrica, em m;
H_G = desnível geométrico entre o reservatório de recalque e o de sucção, em m;
D = diâmetro da tubulação, em m;
Q = vazão de líquido que escoa pela tubulação, em m^3/s;
ν = coeficiente de viscosidade cinemática do líquido que escoa pela tubulação, em m^2/s;
L = comprimento equivalente da tubulação, em m.

Se o escoamento for turbulento e não houver diferença de pressão entre os reservatórios de sucção e recalque, a equação a ser usada é a (9.17), ou seja:

$$H = H_G + K' Q^2$$

onde a característica do sistema ou da canalização é calculada por:

$$K' = \frac{16}{g\ \pi^2\ D^4} + f\ \frac{8\ L}{\pi^2\ D^5} \qquad (14.21)$$

Na Fig.14.15 encontram-se representados os pontos de funcionamento $\mathbf{F_1}$ e $\mathbf{F_2}$ para uma bomba de deslocamento positivo, funcionando, respectivamente, nas velocidades de rotação $\mathbf{n_1}$ e $\mathbf{n_2}$. Conforme pode-se observar, as curvas **H = f (Q)** deslocam-se paralelamente no sentido das vazões crescentes, à medida que aumenta a velocidade de rotação.

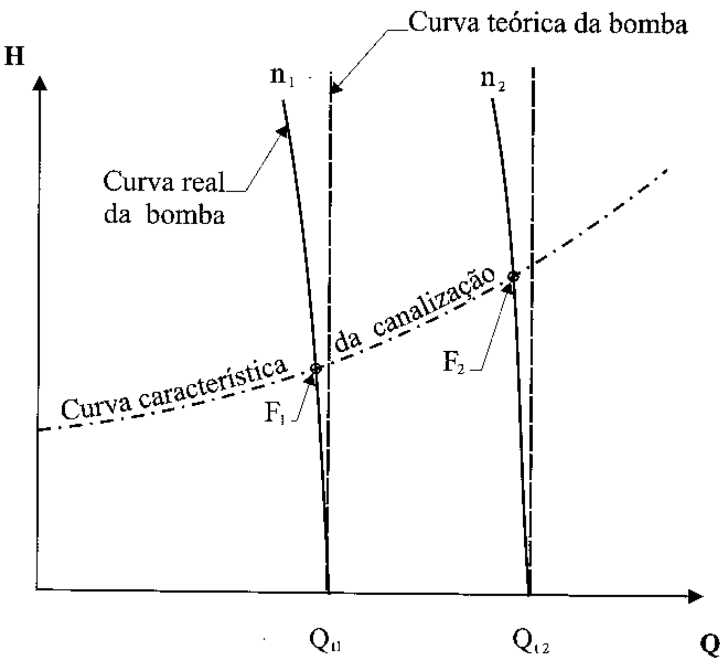


Fig. 14.15 Ponto de funcionamento de uma bomba de deslocamento positivo.

Diante do que foi dito, conclui-se pela impossibilidade de regulagem da vazão em bombas de deslocamento positivo, pela variação do grau de abertura de uma válvula instalada no recalque da bomba. Isto faz com que, na maioria das bombas de deslocamento positivo que fun-

cionam com velocidade de rotação constante do motor de acionamento, a regulagem da vazão seja efetuada por válvula de redução de pressão, com retorno de líquido à sucção através de um *by-pass* (Fig.14.14). Esta válvula se abre quando a pressão ultrapassa um certo limite e deixa retornar uma parte do líquido recalcado novamente à canalização de admissão. Embora antieconômico, por desperdiçar parte da energia já entregue ao fluido, este tipo de regulagem é muito simples.

As bombas dosadoras alternativas regulam a vazão pela alteração do curso do êmbolo, manual ou automaticamente.

Uma das formas mais vantajosas de regulagem da vazão nas bombas de deslocamento positivo é, no entanto, a variação da velocidade de rotação do motor de acionamento, obtendo-se, desta maneira, um série de retas, convergentes no sentido dos menores valores da rotação, cada uma correspondendo a um valor constante da pressão na descarga da bomba (Fig. 14.16). Conforme se vê na mesma Fig. 14.16, a variação da potência em função da velocidade de rotação também possui a forma de linha reta, para uma viscosidade constante do líquido bombeado.

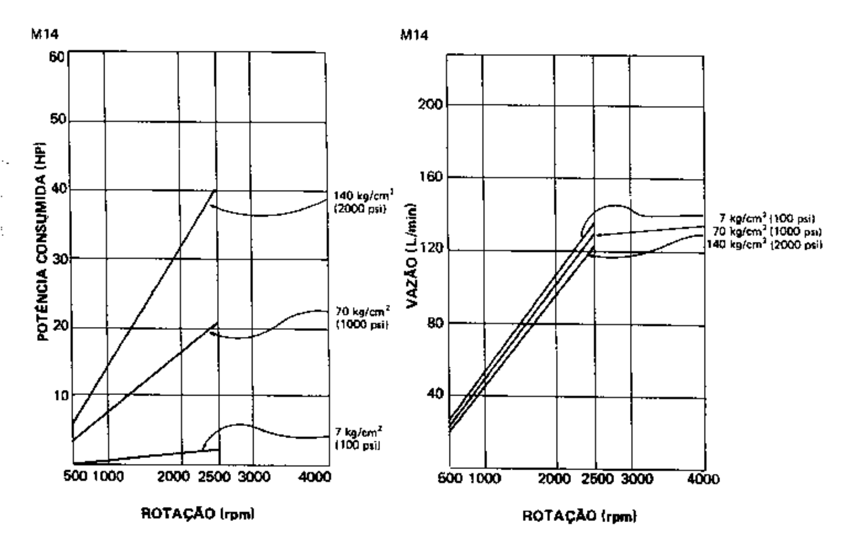


Fig. 14.16 Variação da potência e da vazão de bombas de engrenagens recalcando óleo de viscosidade igual a 32 cSt a 49°C (Fonte: Ermeto).

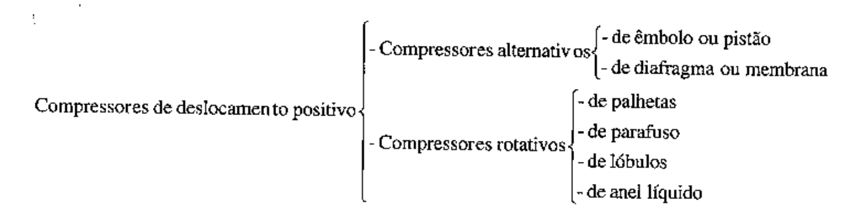
14.3 Compressores de deslocamento positivo

Os compressores de **deslocamento positivo** (*positive-discplacement compressors*) são máquinas destinadas a fornecer energia a um fluido compressível (gás), elevando sua pressão desde **0,1 MPa**, ou menos, até valores superiores a **300 MPa**.

A energia fornecida a um gás é utilizada, não só para o seu transporte ou armazenamento sob pressão, mas também para possibilitar determinadas reações químicas que só acontecem a elevadas pressões. Os compressores são máquinas sempre presentes nas instalações frigoríficas e nas instalações de liquefação de gases.

Enquanto os turbocompressores (máquinas de fluxo) dominam a gama das grandes vazões (acima de 100000 m^3/h) e das grandes potências (acima de 1000 kW), devido ao seu elevado rendimento e dimensões reduzidas, os compressores de deslocamento positivo, principalmente os de êmbolo, mantêm um domínio completo para a faixa das médias e pequenas vazões (abaixo de 1000 m^3/h), com pressões acima de **1 MPa**, tornando-os mais recomendados para valores da velocidade de rotação específica, $\mathbf{n_{qA} < 20}$.

Durante a passagem pela máquina, conforme o tipo de movimento do elemento que interage com o fluido, os **compressores de deslocamento positivo**, também chamados de compressores volumétricos, classificam-se em:



14.3.1 Compressores de êmbolo ou pistão

No **compressor alternativo** (*reciprocating compressors*), um sistema de transmissão biela-manivela transforma o movimento rotativo do motor de acionamento em movimento retilíneo alternativo do êmbolo ou pistão no interior de um cilindro (Fig. 14.17).

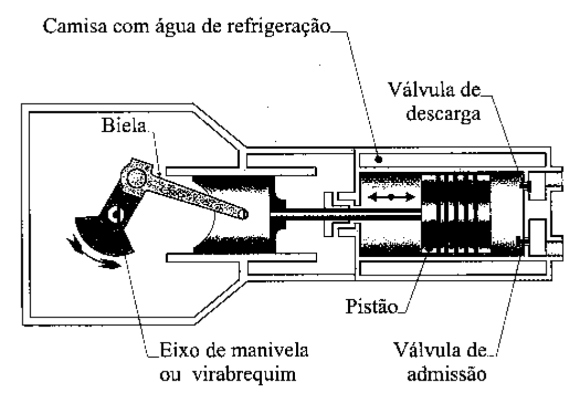


Fig. 14.17 Compressor alternativo de pistão refrigerado a água.

Os **compressores de pistão** (*piston compressors*) podem ser de **simples** (*single*) ou **duplo efeito** (*double acting*). No de simples efeito a compressão acontece de um lado do pistão, de maneira que a cada rotação do motor de acionamento o pistão realiza um percurso de ida e volta no seu deslocamento dentro do cilindro. Já no compressor de duplo efeito (Fig. 14.18), são efetuadas duas compressões para cada rotação do motor de acionamento, uma vez que ambas as faces do pistão são atuantes e a compressão acontece tanto no movimento de ida como no de volta do pistão.

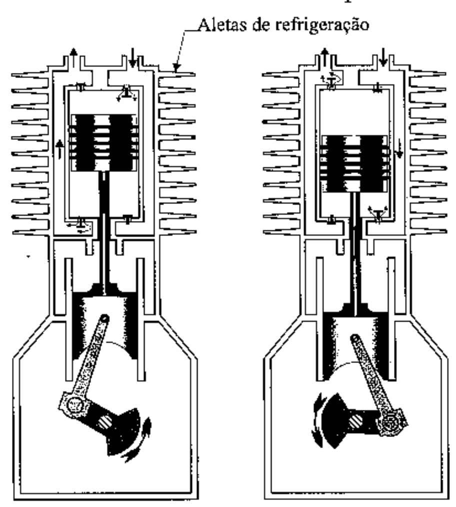


Fig. 14.18 Funcionamento de compressor de pistão, de duplo efeito, refrigerado a ar.

Para permitir um fluxo mais contínuo de fluido, são utilizadas construções com dois ou mais cilindros em paralelo, com as descargas defasadas, em linha ou formando um ângulo determinado (cilindro em V, por exemplo). Também é usual o emprego de refrigeração nos compressores, seja para evitar a deformação dos elementos construtivos (válvulas, cilindro e cabeçote, por exemplo), seja para aproximar-se de uma compressão do tipo isotérmica, com a extração do calor produzido durante o processo de compressão.

Como fluido refrigerante pode ser usado o ar normalmente em pequenos compressores ou a água, em compressores médios e grandes. O resfriamento pode ser feito no próprio corpo do compressor, com a utilização de aletas (refrigeração com ar, Fig. 14.18) ou camisas (por onde circula a água de refrigeração, Fig. 14.17). Quando a **refrigeração** é realizada **entre estágios** (*intercooler*) ou **após vários estágios** (*aftercooler*) de compressão, são utilizados trocadores de calor.

O ingresso do fluido no cilindro é comandado por válvulas localizadas na tampa (cabeçote) ou nas paredes laterais do cilindro, ou ainda, nas faces do pistão.

Embora existam tipos de construção em que as válvulas são acionadas por um eixo de comando de válvulas, normalmente, elas são autoacionáveis, **abrindo ou fechando por diferença de pressão**, com o auxílio de pequenas molas (Fig. 14.19). A perda de carga no escoamento do fluido através destas válvulas representa uma parcela significativa das perdas totais no compressor e crescem de importância para pequenas taxas de compressão e para gases mais densos. Isto porque o curso máximo de abertura das válvulas ou **levantamento** (*lift*), em alguns compressores, é da ordem de **1,6 mm**, ou menos.

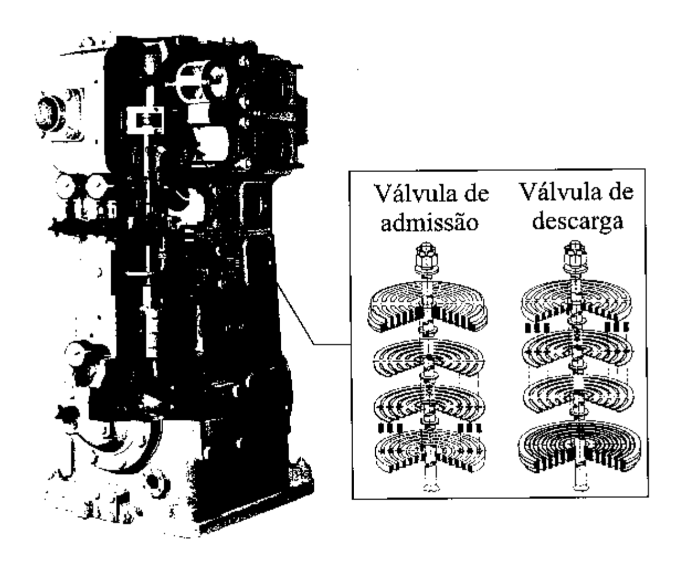


Fig. 14.19 Compressor de pistão com válvulas de disco (Fonte: Sulzer).

O volume deslocado pelo pistão de um compressor alternativo durante o seu percurso desde o ponto morto inferior até o ponto morto superior, geralmente denominado de **cilindrada** (*swept volume*), pode ser calculado pela expressão:

$$V_c = \frac{\pi\ D^2}{4} L \tag{14.22}$$

onde:
V_c = volume deslocado pelo pistão ou cilindrada, em m^3;
D = diâmetro externo do pistão ou interno do **cilindro** (*bore*), em m;
L = curso do **pistão** (*stroke*), entre o ponto morto inferior e o superior, em m.

Diante da necessidade de um espaço para a instalação das válvulas, o pistão não pode atingir o fundo do cilindro durante o seu deslocamento, dando origem ao chamado **espaço nocivo** ou **espaço morto** (*dead space* ou *clearance volume*). Como este espaço sempre existe, nenhuma quantidade de gás pode ser admitida no cilindro durante o processo de aspiração

antes que a parcela armazenada no espaço nocivo se expanda até um volume específico $\mathbf{v}_4$, conforme pode-se constatar na Fig. 14.20, que representa o ciclo de funcionamento de um compressor alternativo, representado num **diagrama p-v** (pressão em função do volume específico), com suas diversas transformações.

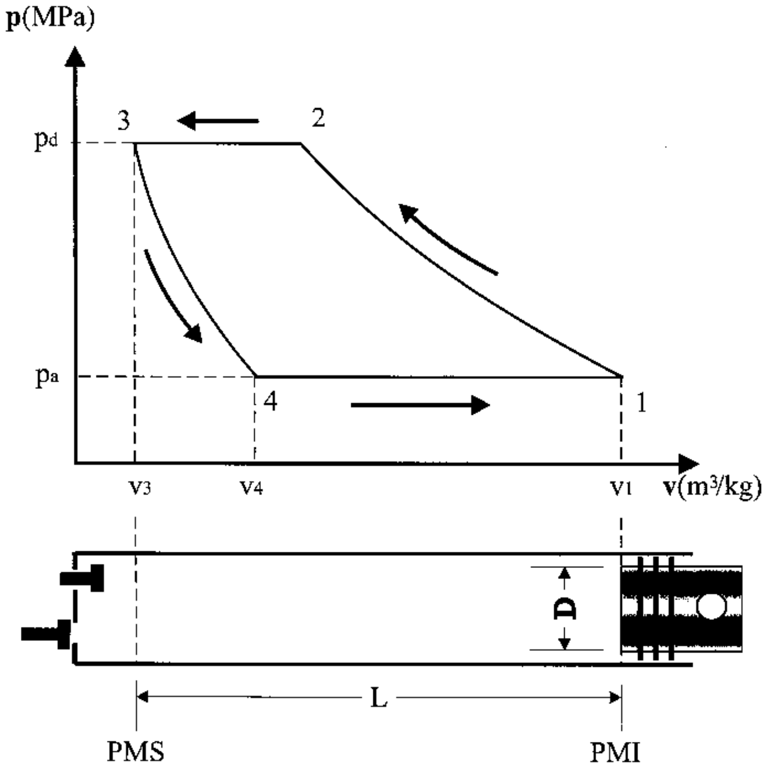


Fig. 14.20 Diagrama p-v de um compressor alternativo de pistão.

Chamando de $\mathbf{V}_3$ o volume ocupado pelo espaço nocivo e $\mathbf{V}_1$ o volume total do cilindro, pode-se escrever para o rendimento volumétrico teórico, definido como a relação entre o volume realmente aspirado $\mathbf{V}_a$ e a cilindrada:

$$\eta_{vt} = \frac{V_a}{V_c} = \frac{v_1 - v_4}{v_1 - v_3} \qquad (14.23)$$

onde:

η_{vt} = rendimento volumétrico teórico, adimensional;
V_a = volume de gás realmente aspirado pelo compressor, em m^3;
V_c = volume percorrido pelo pistão em seu deslocamento ou cilindrada, em m^3;
v_1 = volume específico do gás no início do processo de compressão, em m^3/kg;
v_3 = volume específico do gás no final do processo de compressão, em m^3/kg;
v_4 = volume específico do gás no final da expansão da parcela residual contida no espaço nocivo, em m^3/kg.

Multiplicando e dividindo a equação (14.23) por $\mathbf{v_3}$, vem:

$$\eta_{vt} = \frac{v_3}{v_1 - v_3}\frac{v_1 - v_4}{v_3} = \frac{v_3}{v_1 - v_3}\left(\frac{v_1}{v_3} - \frac{v_4}{v_3}\right)$$

Somando e subtraindo 1 do termo entre parênteses da expressão acima:

$$\eta_{vt} = \frac{v_3}{v_1 - v_3}\left(\frac{v_1}{v_3} - 1 - \frac{v_4}{v_3} + 1\right) \therefore$$

$$\eta_{vt} = \frac{v_3}{v_1 - v_3}\left[\frac{v_1 - v_3}{v_3} - \left(\frac{v_4}{v_3} - 1\right)\right] \qquad (14.24)$$

Para uma transformação isentrópica, de acordo com a equação (1.16), tem-se:

$$\frac{v_4}{v_3} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \text{ ou, ainda, } \frac{v_4}{v_3} = \left(\frac{p_d}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} \qquad (14.25)$$

já que $p_2 = p_d$ e $p_1 = p_a$.

Na expressão (14.25):

p_2/p_1 = p_d/p_a = relação entre a pressão na descarga e a pressão na admissão do compressor, também chamada de **relação de compressão** *(pressure ratio)*, adimensional;
k = expoente adiabático ou isentrópico, adimensional.

Definindo como **coeficiente de espaço nocivo** a relação entre o volume nocivo e a cilindrada, ou seja:

$$\varepsilon = \frac{V_3}{V_c} = \frac{v_3}{v_1 - v_3} \tag{14.26}$$

onde:
ε = coeficiente de espaço nocivo.

Levando as relações (14.25) e (14.26) na equação (14.24), obtém-se:

$$\eta_{vt} = \varepsilon \left\{ \frac{1}{\varepsilon} - \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad \text{ou ainda}$$

$$\eta_{vt} = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \tag{14.27}$$

Pela expressão (14.27) conclui-se que o rendimento volumétrico diminui com o aumento do espaço nocivo, com o aumento da relação de compressão e com a diminuição do expoente isentrópico.

Os valores do expoente isentrópico **k**, para alguns gases perfeitos, na temperatura de **300 K**, são os seguintes:

- Ar: **k = 1,4**;
- Oxigênio (O_2): **k = 1,393**;
- Nitrogênio (N_2): **k = 1,4**;
- Amônia (NH_3): **k = 1,297**;
- Freon-12 (CF_2Cl_2): **k = 1,138**;
- Freon-22 (CHF_2Cl): **k = 1,18**;
- Bióxido de Carbono (CO_2): **k = 1,289**;
- Hidrogênio (H_2): **k = 1,409**;
- Metano (CH_4): **k = 1,299**;
- Etano (C_2H_6): **k = 1,186**;
- Butano (C_4H_{10}): **k = 1,091**.

Para a obtenção do **rendimento volumétrico** (*volumetric efficiency*) real, η_v, deve-se multiplicar o rendimento volumétrico teórico por um fator que leva em consideração a perda de carga nas válvulas, o aquecimento do gás admitido e as fugas nas válvulas e entre o pistão e o cilindro. Ou seja:

$$\eta_v = k_f \left\{1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_d}{p_a}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right]\right\} \tag{14.28}$$

onde o fator $\mathbf{k_f}$ pode variar de **0,90** e **0,98**, sendo indicado pela Atlas Copco[9] o valor de **0,96**, como uma aproximação grosseira para o ar.

Uma vez que a cada rotação do eixo de manivela tem-se um ciclo de compressão, no compressor de simples efeito a vazão aspirada pode ser calculada por:

$$Q = \frac{V_c \; n \; \eta_v}{60} \tag{14.29}$$

onde:
Q = vazão aspirada, em m^3/s;
V_c = volume deslocado pelo pistão ou cilindrada, em m^3;
n = velocidade de rotação do eixo de manivela, em rpm;
η_v = rendimento volumétrico do compressor, adimensional.

Para o fluxo mássico de gás aspirado, de acordo com a equação (1.23), pode-se escrever:

$$\dot{m} = \frac{Q}{v_a}, \qquad \text{ou, ainda,} \qquad \dot{m} = \rho_a \; Q \tag{14.30}$$

onde:
$\dot{m}$ = fluxo mássico de gás aspirado, em kg/s;
Q = vazão de gás aspirado, em m^3/s;
v_a = volume específico do gás a ser aspirado, em m^3/kg;
ρ_a = massa específica do gás a ser aspirado, em kg/m^3.

[9] ATLAS COPCO., *Manual do ar comprimido.*

A equação (1.19) para o cálculo do trabalho específico de uma compressão isentrópica assim expressa:

$$Y = \frac{k}{k-1} R\, T_a \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \left(\frac{Z_a + Z_d}{2} \right)$$

De maneira análoga à definição do rendimento interno de uma máquina fluxo geradora (equação 4.23), pode-se escrever para o rendimento interno de uma máquina de deslocamento positivo geradora:

$$\eta_i = \frac{h_{ds} - h_a}{h_d - h_a} \qquad (14.31)$$

onde:

η_i = rendimento interno ou adiabático, que leva em consideração as perdas internas no compressor ou o fato da transformação real poder ser adiabática, mas não isentrópica;

h_a = entalpia do gás na admissão do compressor, em J/kg;

h_{ds} = entalpia teórica do gás na descarga do compressor, supondo uma compressão isentrópica, em J/kg;

h_d = entalpia real do gás na descarga do compressor, em J/kg.

A potência necessária no eixo do compressor é, então, calculada pela expressão:

$$P_e = \frac{\dot{m}\; Y}{\eta_i\; \eta_m} = \frac{\dot{m}\; Y}{\eta_t} \qquad (14.32)$$

onde:

P_e = potência no eixo do compressor, em W;

η_m = rendimento que leva em consideração as perdas mecânicas do compressor;

η_t = rendimento total do compressor.

Os **compressores de êmbolo** ou **pistão** (*reciprocating compressor*) são indicados para vazões até **10000 m³/h** e pressões que podem superar

300 MPa. Para a redução do desgaste, das fugas de gás entre o pistão e o cilindro e para o resfriamento do gás comprimido e do compressor, é usual a utilização de lubrificação entre a parede interna do cilindro e o pistão. Com a construção de compressores alternativos de êmbolo seco, foi possível superar mais uma desvantagem com relação aos turbo-compressores, pela eliminação da contaminação do gás a ser comprimido pelo óleo de lubrificação. Nestes compressores, a ausência de lubrificação é suprida por construções especiais, com o uso de anéis de grafite, anéis de teflon ou mesmo de labirintos na superfície do êmbolo ou pistão. Pode-se dizer, então, que os compressores de pistão dominam por completo a faixa de pequenas vazões e amplamente a gama de vazões médias (20 a 2000 m^3/h) para pressões de descarga acima de **2,5 MPa**.

O controle da vazão dos compressores de pistão pode ser efetuado por parada e partida do motor de acionamento (geralmente associado com um reservatório de acumulação), variação da velocidade de rotação do motor de acionamento, variação do espaço nocivo, funcionamento em vazio, mantendo-se abertas as válvulas de admissão, ou pela recirculação do gás comprimido entre a descarga e a sucção (normalmente, com resfriamento). Os dois últimos procedimentos (levantamento das válvulas de admissão e recirculação), também são empregados para alívio na partida do compressor, já que os compressores normalmente exigem grande torque de partida, principalmente os de elevada potência.

14.3.2 Compressores de diafragma ou membrana

Os **compressores de diafragma** (*diaphragm compressors*) são indicados para a obtenção de vácuo ou para a compressão de gases contendo impurezas, uma vez que o sistema de acionamento, que pode ser mecânico (Fig.14.21) ou hidráulico, é separado do gás a ser comprimido através de uma membrana flexível. Operam numa faixa de pequenas vazões (abaixo de 10 m^3/h) e pressões moderadas, quando acionadas mecanicamente, atingindo pressões acima de **100 MPa** quando acionadas hidraulicamente.

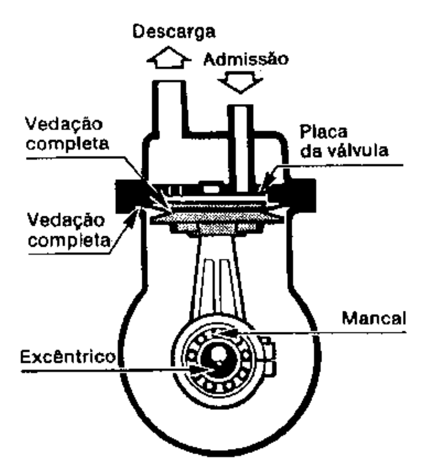


Fig. 14.21 Compressor de diafragma, acionado mecanicamente (Fonte: Atlas Copco).

14.3.3 Compressores de palhetas

Os **compressores rotativos de palhetas** (*vane compressors*) funcionam com um rotor em forma de tambor montado excentricamente no interior de um cilindro. O rotor possui palhetas, alojadas em ranhuras radiais, que dividem o espaço de trabalho em células. Pelo giro do rotor, as palhetas são pressionadas contra as paredes do cilindro pela ação da força centrífuga. O gás é admitido pelo compressor no espaço entre as palhetas em sua posição mais excêntrica, onde o volume é maior e, gradativamente, comprimido até a descarga, onde o volume entre as palhetas diminui em razão da excentricidade durante o giro do rotor (Fig. 14.22).

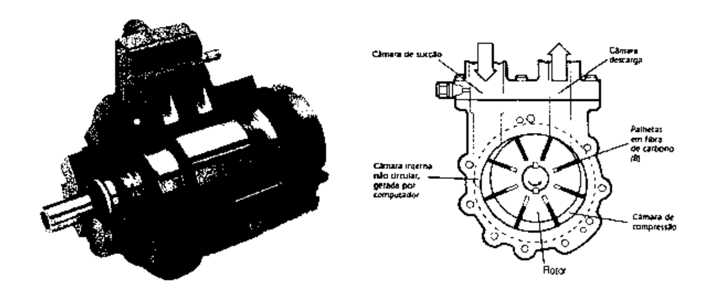


Fig. 14.22 Compressor rotativo de palhetas (Fonte: Springer Carrier).

Desconsiderando o espaço ocupado pela espessura das palhetas, normalmente menor do que 5%, a vazão de um compressor de palhetas pode ser calculada pela expressão:

$$Q = \frac{2\ E\ b\ \pi\ (D - E) n\ \eta_v}{60} \tag{14.33}$$

onde:

Q = vazão deslocada pelo compressor, em m^3/s;
E = excentricidade do rotor em relação ao cilindro, em m;
b = largura do rotor, em m;
D = diâmetro interno do cilindro, em m;
n = velocidade de rotação do rotor, em rpm;
η_v = rendimento volumétrico, que leva em conta as perdas por fugas e o aquecimento do gás, normalmente de **70 a 90%**, adimensional.

A potência consumida pelo motor de acionamento será então:

$$P_e = \frac{\dot{m}\ Y}{\eta_i\ \eta_m} = \frac{\rho\ Q\ Y}{\eta_t} \tag{14.34}$$

onde:

$\dot{m}$ = fluxo mássico do gás deslocado, em kg/s;
Y = trabalho específico de compressão, em J/kg;
ρ = massa específica do gás, em kg/m^3;
Q = vazão de gás, em m^3/s;
η_i = rendimento interno do compressor, adimensional;
η_m = rendimento mecânico do compressor, adimensional;
η_t = rendimento total do compressor, adimensional.

O trabalho ou salto energético específico, **Y**, pode ser calculado pela mesma expressão do trabalho isentrópico usada para os compressores de pistão, ou então, já que é possível resfriar o gás, lubrificar as superfícies e vedar o recinto de trabalho pela injeção de óleo, utilizar a equação do trabalho específico correspondente a uma compressão isotérmica:

$$Y = R \quad T_a \quad \ln\left(\frac{p_d}{p_a}\right) \tag{14.35}$$

onde:

R = constante dos gases, em J/kg K;
T_a = temperatura absoluta do gás na admissão do compressor, em K;
p_d = pressão do gás na descarga do compressor, em N/m² (Pa);
p_a = pressão do gás na admissão do compressor, em N/m² (Pa).

Como ilustração, citam-se os valores de **R** para alguns tipos de gases:

- Ar: **R = 287 J/kg K**;
- Oxigênio (O_2): **R = 259,82 J/kg K**;
- Nitrogênio (N_2): **R = 296,79 J/kg K**;
- Amônia (NH_3): **R = 488,2 J/kg K**;
- Bióxido de carbono (CO_2): **R = 188,92 J/kg K**;
- Hidrogênio (H_2): **R = 4124,3 J/kg K**;
- Metano (CH_4): **R = 518,3 J/kg K**;
- Freon-12 (CF_2Cl_2): **R = 68,75 J/kg K**;
- Freon-22 (CHF_2Cl): **R = 96,15 J/kg K**.

Os compressores rotativos de palhetas caracterizam-se por um funcionamento isento de vibrações, seguro e de grande duração. Com relação aos compressores de pistão, para uma mesma faixa de atuação, apresentam menor peso e volume, admitindo velocidades de rotação maiores, compatíveis com as velocidades típicas dos motores elétricos. Entretanto, não são recomendados para operação em meios agressivos, como o transporte de gases contendo impurezas ou líquidos em suspensão.

São indicados para pressões até **0,9 MPa**, com vazão variando de **20** até **5000 m³/h**, e a regulação da vazão é feita por recirculação ou estrangulamento na sucção, já que a variação da velocidade de rotação não é recomendada.

14.3.4 Compressores de parafuso

Os **compressores de parafuso** (*screw compressors*) trabalham com dois rotores em forma de parafuso que mantêm entre si uma relação de engrenamento determinada (Fig. 14.23). O rotor macho tem roscas convexas e o rotor fêmea, rosca côncava. A rotação nominal do compressor é caracterizada pela rotação do rotor macho. O rotor fêmea pode ser acionado por meio de engrenagens sincronizadas ou pelo próprio rotor macho, no caso de compressores lubrificados a óleo.

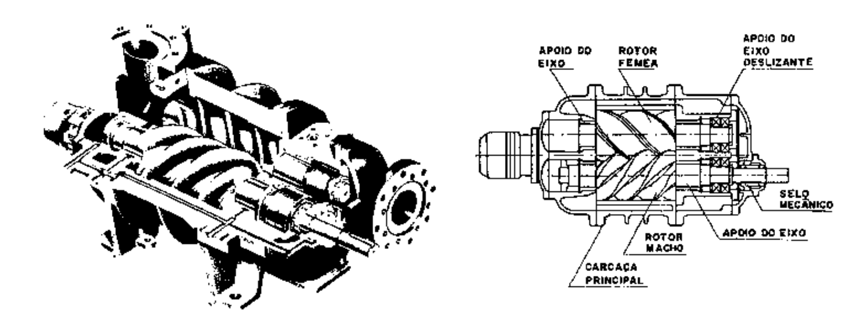


Fig. 14.23 Compressor de parafusos (Fonte: Mycom).

A partir do momento em que o gás admitido é aprisionado entre os filetes dos parafusos em uma das extremidades do compressor, o deslocamento do ponto de engrenamento reduz gradativamente a cavidade compreendida entre os filetes e a carcaça, comprimindo o gás e forçando-o a sair pela descarga, que fica localizada na outra extremidade, em posição diametralmente oposta (Fig. 14.24).

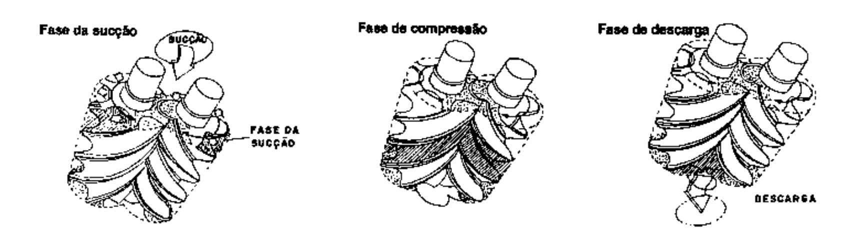


Fig. 14.24 Funcionamento de um compressor de parafusos (Fonte: Mycom).

Segundo Rodrigues,[10] a vazão aspirada por um compressor de parafusos pode ser calculada pela relação:

$$Q = \frac{k\ D^2\ b\ n\ \eta_v}{60} \tag{14.36}$$

onde:

Q = vazão aspirada pelo compressor, em m^3/s;
k = constante relativa à geometria do compressor, estimada na ordem de 0,5;
D = diâmetro externo do rotor macho, em m;
b = comprimento dos parafusos, em m;
n = velocidade de rotação do rotor macho, em rpm;
η_v = rendimento volumétrico, normalmente de **75** a **92%**, que leva em conta as perdas por fugas (estas dependem das dimensões das folgas, da velocidade de rotação do compressor, da relação de compressão e do tipo de gás), adimensional.

O trabalho específico pode ser calculado pela expressão do trabalho isentrópico, ou, no caso de compressores que utilizam óleo como elemento de vedação e refrigeração, pela expressão do trabalho específico isotérmico já indicado no capítulo referente aos compressores de palhetas.

Em razão da ausência de válvulas de admissão e descarga, bem como da baixa vibração, os compressores de parafuso combinam o princípio estático do compressor de pistão com o princípio dinâmico dos turbocompressores, podendo operar com velocidade de rotação elevada em seu eixo de acionamento (por exemplo, 3600 rpm), o que reduz o espaço necessário para a sua instalação, para uma grande vazão de trabalho. É provido de válvula de retenção na tubulação de descarga, o que impede que o compressor trabalhe como motor pelo retorno do gás sob pressão.

O controle da vazão pode ser feito por uma válvula deslizante ao longo do rotor que, ao mesmo tempo que estrangula a descarga do compressor, permite o retorno de uma parcela do gás para o recinto de admissão. O seu campo de atuação abrange vazões de **50 m³/h** a **50000 m³/h**, com pressões absolutas de descarga até **4 MPa**.

[10] RODRIGUES, P. S. B., *Compressores industriais.*

14.3.5 Compressores de lóbulos (Roots)

Neste tipo de compressor, também chamado, por sua baixa pressão de trabalho, de ventilador ou **soprador rotativo** (*rotary blower*), dois rotores idênticos de lóbulos conjugados giram em sentido oposto dentro de uma carcaça comum (Fig. 14.25), comandados externamente por um par de engrenagens sincronizadas. Os rotores encontram-se rigidamente fixados sobre seus eixos, assegurando a ausência de contato mecânico entre si e com a carcaça que os envolve.

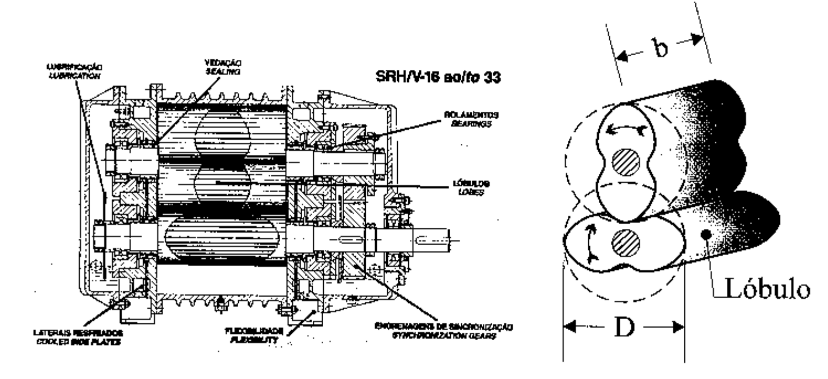


Fig. 14.25 Compressor ou soprador de lóbulos (Fonte: Omel)

Durante o movimento de rotação, enquanto o gás é captado no lado de admissão do compressor pelo aumento do espaço entre os lóbulos, no outro lado, ele é forçado para a boca de descarga pela redução do espaço entre os mesmos. A compressão do gás acontece pelo contato com a linha de descarga, onde a pressão é maior, correspondendo à resistência do sistema com o qual o compressor encontra-se conectado.

De acordo com Silva,[11] a vazão deslocada pelo compressor de rotores com dois lóbulos semicirculares pode ser, aproximadamente, calculada pela expressão:

$$Q = \frac{0{,}75\ D^2\ b\ n\ \eta_v}{60} \tag{14.37}$$

---

[11] SILVA, R. B., *Compressores, bombas de vácuo e ar comprimido.*

onde:

Q = vazão deslocada pelo compressor, em m^3/s;
D = diâmetro externo do rotor ou interno da carcaça, em m;
b = largura dos rotores, em m;
n = velocidade de rotação do compressor, em rpm;
η_v = rendimento volumétrico, normalmente da ordem de **80%**, que leva em conta as perdas por fugas entre os lóbulos e entre estes e a carcaça do compressor, adimensional.

Este tipo de compressor tem como características principais a robustez e a durabilidade. São indicados para vazões de **20** a **30000 m³/h**, produzindo diferenças de pressão total de até **0,1 MPa** ou vácuos da ordem de **50 kPa** (500 mbar). Para reduzir a temperatura do gás na descarga, alguns fabricantes adotam o resfriamento por água nas tampas laterais do compressor.

Sua velocidade de rotação vai de **250 rpm**, para os grandes compressores, até **4000 rpm**, para os pequenos compressores. A regulação de vazão pode ser feita pela variação da velocidade de rotação do motor de acionamento.

Como exemplos das aplicações dos compressores ou **sopradores de lóbulos** (*lobe compressor or blower*), pode-se citar: o transporte pneumático de pós e grãos, a sobrealimentação de motores de combustão interna, a agitação de banhos galvânicos, a aeração de tanques e a produção de vácuo em máquinas de fabricar papel.

14.3.6 Compressores de anel líquido

Os **compressores de anel líquido** (*liquid-packed ring compressors*), também chamados de **bombas de vácuo** (*vacuum pumps*) **de anel líquido**, são constituídos de um rotor excêntrico munido de pás fixas, que gira no interior de um cilindro (Fig. 14.26). Como o cilindro é parcialmente preenchido com um líquido, o espaço compreendido entre o rotor e o corpo cilíndrico do compressor é tornado estanque por um anel de líquido, formado por centrifugação provocada pelo giro das pás do rotor. A espessura do anel é limitada por aberturas laterais que constituem as bocas de admissão e descarga do compressor. A disposição excêntrica do rotor determina a alteração do volume entre as pás a cada giro do

mesmo, de maneira que os gases e vapores a serem comprimidos sejam aspirados e expulsos, respectivamente, pela boca de admissão e pela boca de descarga. O volume de gás aspirado é função do espaço livre no interior do rotor e da velocidade de rotação.

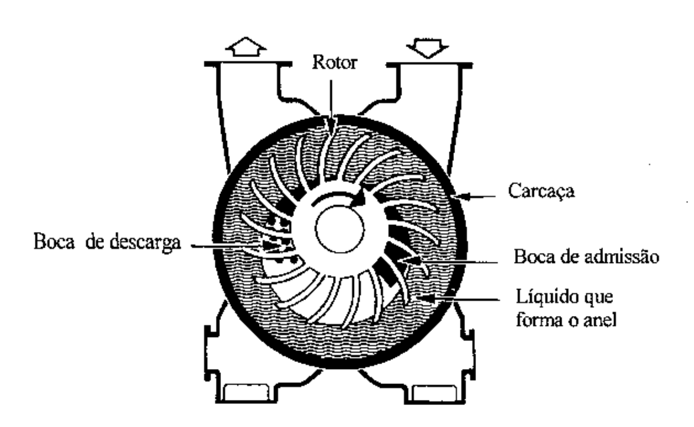


Fig. 14.26 Compressor ou bomba de vácuo de anel líquido (Fonte: Atlas Copco).

Os compressores de anel líquido podem funcionar, dependendo da sua instalação, como bomba de vácuo ou como compressor. Como líquido anular geralmente é usada a água, podendo entretanto ser utilizado qualquer líquido adequado, sendo freqüente o uso do líquido do processo químico em questão (solventes, ácidos, líquidos tóxicos, etc.). Desta maneira, gases e vapores tóxicos, corrosivos e malcheirosos podem ser neutralizados, por exemplo, por absorção, tornando este tipo de equipamento extremamente útil para as indústrias químicas e para os processos industriais, principalmente, quando se desejar reduzir os resíduos poluentes para atender às crescentes exigências de proteção ambiental.

O processo de compressão, neste tipo de máquina, pode ser considerado isotérmico, com um rendimento interno da ordem de **30 a 50%**.

Como bomba de vácuo pode atingir uma pressão absoluta de até **3,3 kPa** (33 mbar) ou um vácuo de **98 kPa** (980 mbar) e como compressor uma pressão absoluta de **0,3 MPa**, para um único estágio. Sua faixa de vazões vai de **20** até **10000 m³/h**.

14.4 Exercícios resolvidos

1. Uma bomba dosadora alternativa de pistão, de simples efeito, triplex (três cilindros ou cabeças em paralelo), possui as seguintes características: diâmetro do pistão, D = 100 mm; freqüência de movimento do pistão, n = 120 ppm (pulsação por minuto); rendimento volumétrico, $\eta_v = 98\ \%$; rendimento total, $\eta_t = 80\ \%$ e $NPSH_b = 1{,}0$ m (englobando a perda de carga nas válvulas de admissão). Esta bomba fornece uma vazão média de 10 m^3/h de água oxigenada com massa específica $\rho = 1340$ kg/m^3 e pressão de vaporização, $p_v = 6{,}18$ kPa, a um sistema que apresenta um desnível de 15 m entre os reservatórios de sucção e recalque, sendo que o reservatório de sucção encontra-se ao nível do mar e aberto à atmosfera e o reservatório de recalque possui uma pressão manométrica de 200 kPa. A canalização de sucção, com diâmetro de 40 mm, apresenta um comprimento equivalente de 15 m, sendo 10 m correspondente a acessórios e o restante à tubulação reta, e a canalização de recalque, também com 40 mm de diâmetro, tem um comprimento equivalente de 45 m. Determinar, usando a tabela da Fig. 6.8 para o cálculo da perda de carga:
   a) o curso do pistão de cada cilindro;
   b) a potência consumida pela bomba;
   c) a altura de sucção máxima da instalação.

SOLUÇÃO:

Como a bomba é constituída por três cilindros em paralelo (triplex), a vazão média por cilindro será:

$$Q = \frac{10}{3} = 3{,}33\ m^3/h = 9{,}26.10^{-4}\ m^3/s$$

A equação (14.1) estabelece:

$$Q = \frac{\pi.D^2}{4} \cdot L \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v \quad \therefore \quad L = \frac{4.Q.60}{\pi.D^2.n.\eta_v} \quad \therefore$$

$$L = \frac{4.9{,}26.10^{-4}.60}{\pi.0{,}1^2.120.0{,}98} = 0{,}06\ m = 60\ mm \quad (\text{Resposta a})$$

Da tabela da Fig. 6.8, para $Q = 10\ m^3/h$ e canalização com 40 mm de diâmetro, retira-se: $(H_p)_{m/100m} = 17$ m/100m.

As perdas de carga na sucção e recalque serão, respectivamente:

$$H_{ps} = L_{es} \cdot (H_p)_{m/100m} = 15 \cdot \frac{17}{100} = 2{,}55\ \text{m}$$

$$H_{pr} = L_{er} \cdot (H_p)_{m/100m} = 45 \cdot \frac{17}{100} = 7{,}65\ \text{m}$$

A perda de carga total será então:

$$H_p = H_{ps} + H_{pr} = 2{,}55 + 7{,}65 = 10{,}2\ \text{m} \quad \therefore$$

$$E_p = g \, . \, H_p = 9{,}81.10{,}2 = 100{,}06\ \text{J/kg}$$

A partir da equação (9.6) e considerando nulas as velocidades do líquido na superfície dos reservatórios de sucção e recalque, pode-se escrever:

$$Y = \frac{p_r}{\rho} + g \cdot H_G + E_p = \frac{200000}{1340} + 9{,}81.15 + 100{,}6 = 396{,}46\ \text{J/kg}$$

Pela equação (14.3), com a vazão total da bomba, $Q = 10\ m^3/h = 2{,}778.10^{-3}\ m/s$:

$$P_e = \frac{\rho.Q.Y}{\eta_t} = \frac{1340.2{,}778.10^{-3}.396{,}46}{0{,}8} \quad \therefore$$

$$P_e = 1845\ \text{W} = 1{,}85\ \text{kW} \quad (\text{Resposta b})$$

De acordo com o Hydraulic Institute,[12] para bombas triplex, o valor da altura de aceleração calculado pela equação (14.4) deve ser dividido por 3. Logo, sendo $L_s = 5$ m, o comprimento da linha de sucção desprezando o comprimento equivalente dos acessórios:

$$H_a = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi^2 . n^2 . L_s . D^2 . L}{1800 . g . D_s^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi^2 . 120^2 . 5.0{,}1^2 . 0{,}06}{1800 . 9{,}81 . 0{,}04^2} = 5{,}03\ \text{m}$$

---

[12] HYDRAULIC INSTITUTE., *Hydraulic Institute Standards.*

Levando em consideração o fator de correção para o cálculo da vazão máxima pela equação (14.7) que, para bombas triplex, é $K_v = 1,1$, a perda de carga H_{ps}, por ser proporcional ao quadrado da vazão, deve ser multiplicada por 1,21.

Como o reservatório de sucção encontra-se ao nível do mar:

$$p_2 = p_{atm} = 10330 - \frac{0}{0,9} = 10330 \, kgf/m^2$$

A pressão de vaporização do líquido nas condições de bombeamento é:

$p_v = 6,18 \, kPa = 630 \, kgf/m^2$ e

$\rho = 1340 \, kg/m^3 \Rightarrow \gamma = 1340 \, kgf/m^3$

Quando $NPSH_d = NPSH_b \Rightarrow H_{sg} = H_{sgmáx}$.

Logo, a partir da equação (14.6), considerando H_{va} englobado no $NPSH_b$, conclui-se:

$$H_{sgmáx} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - NPSH_b - 1,21.H_{ps} - H_a \quad \therefore$$

$$H_{sgmáx} = \frac{10330}{1340} - \frac{630}{1340} - 1,0 - 1,21.2,55 - 5,03 \quad \therefore$$

$$H_{sgmáx} = -1,87 \, m \quad (\text{Resposta c})$$

2. Um compressor alternativo de ar, de simples efeito, apresenta as seguintes características: curso do pistão, $L = 150$ mm; diâmetro do pistão, $D = 150$ mm; coeficiente de espaço nocivo, $\varepsilon = 0,05$; velocidade de rotação do eixo de manivela, $n = 400$ rpm; pressão na admissão, $p_a = 100$ kPa; pressão na descarga, $p_d = 300$ kPa; rendimento interno ou adiabático, $\eta_i = 83\%$; rendimento mecânico, $\eta_m = 85\%$. Considerando a compressão como adiabática, com o ar sendo admitido na temperatura de 27°C e desprezando a compressibilidade ($Z_a = Z_d = 1$), determinar:
   a) o rendimento volumétrico do compressor;
   b) a vazão aspirada;
   c) a potência consumida no seu eixo.

SOLUÇÃO:

Pela equação (14.28), adotando o valor médio $k_f = 0{,}96$ indicado pela Atlas Copco[13] e com o valor do expoente adiabático $k = 1{,}4$ para o ar, vem:

$$\eta_v = k_f \left\{ 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right\} = 0{,}96 \left\{ 1 - 0{,}05 \left[\left(\frac{300}{100} \right)^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right] \right\} \therefore$$

$$\eta_v = 0{,}903 \quad \text{ou} \quad \eta_v = 90{,}3\,\% \quad (\text{Resposta a})$$

O trabalho específico de uma compressão isentrópica pode ser calculado pela equação (1.19), desprezando a compressibilidade ($Z_a = Z_d = 1$):

$$Y = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_a \left[\left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot 287 \cdot 300 \left[\left(\frac{300}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] \therefore$$

$$Y = 111112 \ \text{J/kg} = 111{,}112\,\text{kJ/kg}$$

Pela equação (14.22), tem-se:

$$V_c = \frac{\pi \,.\, D^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \,.\, 0{,}15^2}{4} \cdot 0{,}15 = 2{,}65\,.\,10^{-3} \ \text{m}^3$$

E, pela equação (14.29):

$$Q = \frac{V_c . n . \eta_v}{60} = \frac{2{,}65.10^{-3}.400.0{,}903}{60} \therefore$$

$$Q = 0{,}01595 \ \text{m}^3/\text{s} = 57{,}42 \ \text{m}^3/\text{h} \quad (\text{Resposta b})$$

Sendo $R = 287$ J/kg K, para o ar, e fazendo uso da equação (1.11):

---

[13] ATLAS COPCO., *Manual do ar comprimido.*

$$\frac{p_a}{\rho_a} = R\,.\,T_a \quad \therefore \quad \rho_a = \frac{p_a}{R\,.\,T_a} = \frac{100000}{287\,.\,300} = 1{,}16\ \text{kg/m}^3 \quad \therefore$$

$$\dot{m} = \rho_a\,.\,Q = 1{,}16\,.\,0{,}01595 = 0{,}0185\,\text{kg/s} = 66{,}6\,\text{kg/h}$$

A potência no eixo será calculada pela equação (14.32), ou seja:

$$P_e = \frac{\dot{m}.Y}{\eta_i.\eta_m} = \frac{0{,}0185.111112}{0{,}83.0{,}85} = 2914\,\text{W} = 2{,}9\ \text{kW} \quad (\text{Resposta c})$$

3. Uma bomba de engrenagens, girando a 600 rpm, recalca 9 m^3/h de óleo lubrificante com massa específica, ρ = 910 kg/m^3, viscosidade de 87,6 cSt (400 SSU) e pressão de vaporização, p_v = 100 kgf/m^2, através de uma canalização com as seguintes características: altura de sucção geométrica, H_{sg} = 4 m; altura geométrica de recalque, H_{rg} = 26 m; comprimento equivalente da linha de sucção, L_{es} = 20 m; comprimento equivalente da linha de recalque, L_{er} = 30 m. Os reservatórios de sucção e recalque encontram-se abertos à atmosfera, onde a pressão é p_{atm} = 10330 kgf/m^2. Considerando o rendimento total da bomba, η_t = 55 % e o seu $NPSH_b$ = 2,0 m, determinar:
   a) o diâmetro comercial mínimo da tubulação de sucção, evitando o risco de cavitação;
   b) a potência no eixo da bomba, considerando o diâmetro da tubulação de recalque igual ao de sucção;
   c) se o escoamento é laminar (R_e < 2000), turbulento (R_e > 4000) ou encontra-se na faixa crítica (2000 < R_e < 4000);
   d) a velocidade de rotação específica da bomba, supondo que ela esteja funcionando nas condições de projeto.

SOLUÇÃO:

Como a bomba requer um $NPSH_b$ = 2,0 m e a condição para que não ocorra cavitação é $NPSH_d \geq NPSH_b$, a partir da equação (14.12) pode-se estabelecer:

$$\frac{p_{atm}}{\gamma}-\frac{p_v}{\gamma}-H_{sg}-H_{ps}\geq NPSH_b \quad \therefore$$

$$H_{ps}\leq\frac{p_{atm}}{\gamma}-\frac{p_v}{\gamma}-NPSH_b-H_{sg} \;=\; \frac{10330}{910}-\frac{100}{910}-2{,}0-4{,}0 \quad \therefore$$

$$H_{ps}\leq 5{,}24\ \text{m}$$

A partir de recomendações existentes na literatura técnica que indicam, para uma primeira estimativa, velocidades na canalização de admissão das bombas $c_a = 0{,}5$ a $1{,}5$ m/s para água e $c_a = 0{,}3$ a $0{,}6$ m/s para líquidos viscosos, sendo os valores maiores para as tubulações de maior diâmetro, adotar-se-á a velocidade $c_a = 0{,}6$ m/s para uma primeira tentativa de cálculo do diâmetro da canalização de sucção. Sendo a vazão $Q = 9\ m^3/h = 2{,}5\ .\ 10^{-3}$ m/s, tem-se então:

$$D_s=\sqrt{\frac{4\ .\ Q}{\pi\ .\ c_a}}=\sqrt{\frac{4\ .\ 2{,}5\ .\ 10^{-3}}{\pi\ .\ 0{,}6}}=0{,}073\ \text{m}=73\ \text{mm}$$

Calculando o número de Reynolds para este diâmetro, com ν = $87{,}6$ cSt $= 87{,}6\ .\ 10^{-6}\ m^2/s$, obtém-se:

$$R_e=\frac{c_a\ .\ D_s}{\nu}=\frac{0{,}6\ .\ 0{,}073}{87{,}6\ .\ 10^{-6}}=500 \quad (\text{Escoamento laminar})$$

Como o escoamento é laminar, pode-se extrair da equação (9.16) o termo referente à perda de carga na canalização:

$$E_p=g\ .\ H_p=\frac{128\ .\ \nu\ .\ L}{\pi\ .\ D^4}\cdot Q \quad \therefore \quad H_{ps}=\frac{128\ .\ \nu\ .\ L_{es}\ .\ Q}{g\ .\ \pi\ .\ D_s^4} \quad \therefore$$

$$H_{ps}=\frac{128\ .\ 87{,}6\ .\ 10^{-6}\ .\ 20\ .\ 2{,}5\ .\ 10^{-3}}{9{,}81\ .\ \pi\ .\ D_s^4} \quad \therefore \quad H_{ps}=\frac{1{,}819\ .\ 10^{-5}}{D_s^4}$$

Usando esta última equação para calcular a perda de carga para o diâmetro inicial de 73 mm e os subseqüentes valores de diâmetros comerciais, chega-se aos seguintes valores:

– para $D_s = 73$ mm $\Rightarrow H_{ps} = 0{,}64$ m $< 5{,}24$ m;
– para $D_s = 65$ mm $\Rightarrow H_{ps} = 1{,}02$ m $< 5{,}24$ m;
– para $D_s = 50$ mm $\Rightarrow H_{ps} = 2{,}91$ m $< 5{,}24$ m;
– para $D_s = 40$ mm $\Rightarrow H_{ps} = 7{,}10$ m $> 5{,}24$ m (Risco de cavitação!).

Logo, o diâmetro comercial mínimo da tubulação de sucção, para que não ocorra cavitação, é:

$D_s = 50$ mm = 2" (Resposta a)

Da mesma maneira que na sucção, calcula-se a perda de carga na canalização de recalque:

$$H_{pr} = \frac{128.\nu.L_{er}.Q}{g.\pi.D_r^2} \therefore$$

$$H_{pr} = \frac{128.87{,}6.10^{-6}.30.2{,}5.10^{-3}}{9{,}81.\pi.0{,}05^4} = 4{,}37 \text{ m}$$

E a perda de carga total será:

$$H_p = H_{ps} + H_{pr} = 2{,}91 + 4{,}37 = 7{,}28 \text{ m}$$

A altura de elevação geométrica da instalação será obtida pela soma das alturas de elevação geométrica de sucção e recalque, ou seja:

$$H_G = H_{sg} + H_{rg} = 4 + 26 = 30 \text{ m}$$

Pela equação (9.17) tem-se então:

$$H = H_G + H_p = 30 + 7{,}28 = 37{,}28 \text{ m} \quad \therefore$$

$$Y = g\,.\,H = 9{,}81.37{,}28 = 365{,}72 \text{ J/kg}$$

Tomando como base as equações (14.10) e (14.11), chega-se a:

$$P_e = \frac{\rho.Q.Y}{\eta_t} = \frac{910.2{,}5.10^{-3}.365{,}72}{0{,}55} \therefore$$

$$P_e = 1513 \text{ W} = 1{,}51 \text{ kW} \quad (\text{Resposta b})$$

Para uma canalização de 50 mm de diâmetro, a velocidade de escoamento será:

$$c = \frac{4.Q}{\pi.D^2} = \frac{4.2,5.10^{-3}}{\pi.0,05^2} = 1,27 \text{ m/s}$$

E o número de Reynolds:

$$R_e = \frac{c.D}{\nu} = \frac{1,27.0.05}{87,6.10^{-6}} = 725,$$

donde concluí - se que o escoamento é laminar. (Resposta c)

A equação (5.34) também pode ser utilizada para calcular a velocidade de rotação específica de uma bomba rotativa de engrenagens. Logo:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} = 10^3 \cdot \frac{600}{60} \cdot \frac{(2,5.10^{-3})^{1/2}}{(365,72)^{3/4}} = 5,98 \quad \text{(Resposta d)}$$

14.5 Exercícios propostos

1. Uma instalação de transporte pneumático necessita uma vazão de 740 m^3/h de ar de massa específica igual a 1,2 kg/m^3 para transportar grãos de arroz através de uma tubulação de 100 mm de diâmetro, vencendo uma diferença de pressão total de 16,68 kPa. Considerando uma velocidade de rotação de 720 rpm, rendimento volumétrico de 80%, rendimento total de 70%, relação entre largura e diâmetro externo do rotor, b/D = 0,6, determinar:
   a) o tipo de máquina mais adequado para produzir o fluxo de ar: ventilador centrífugo ou compressor de lóbulos;
   b) a potência consumida no eixo da máquina;
   c) a velocidade do fluxo de ar que irá transportar os grãos de arroz;
   d) o diâmetro aproximado do rotor (ou do perfil conjugado) da máquina.

   Respostas: a) compressor de lóbulos (*Roots*): $n_{qA} = 4,25$;
   b) $P_e = 4,9$ kW; c) c = 26,16 m/s; d) D = 362 mm.

2. Uma bomba de êmbolo simplex, de simples efeito, para água na temperatura de 50°C, apresenta as seguintes características: curso do êmbolo, L = 180 mm; diâmetro do êmbolo, D = 120 mm; velocidade de rotação do eixo de manivela, n = 100 rpm; η_v = 96%; η_t = 85%; perda de carga na válvula de admissão da bomba, H_{va} = 0,5 m e $NPSH_b$ = 0,1 m. A canalização de sucção desta bomba possui diâmetro de 80 mm, comprimento de 3,5 m e comprimento equivalente dos acessórios igual a 1,5 m. Considerando que a instalação encontra-se ao nível do mar, vencendo uma altura de elevação manométrica, H = 60 m e empregando a tabela da Fig. 6.8 para o cálculo da perda de carga, determinar:
   a) a vazão recalcada pela bomba;
   b) a potência consumida pela mesma;
   c) a sua altura de sucção máxima.
   Respostas: a) Q = 11,73 m³/h; b) P_e = 2,23 kW; c) $H_{sgmáx}$ = 0,66 m.

3. Um compressor de parafusos deverá comprimir Amônia (NH_3), aspirada nas condições de pressão, p_a = 140 kPa, temperatura, t_a = 0°C e volume específico, v_a = 0,92 m³/kg, até a pressão p_d = 700 kPa. O compressor apresenta as seguintes características construtivas: diâmetro externo do parafuso macho, D = 255 mm, comprimento dos parafusos, b = 420 mm, velocidade de rotação, n = 3550 rpm e rendimento volumétrico, η_v = 87%. Considerando o rendimento interno, η_i = 87%, o rendimento mecânico, η_m = 96% e o expoente adiabático para a Amônia, k = 1,3, calcular:
   a) a vazão aspirada pelo compressor;
   b) a potência consumida no seu eixo, para uma compressão considerada isotérmica;
   c) a potência consumida no seu eixo, para uma compressão considerada adiabática;
   d) a temperatura do ar na descarga do compressor, para o caso da compressão adiabática.
   Respostas:
   a) Q = 2530 m³/h; b) P_e = 200,88 kW; c) P_e = 243,26 kW; d) t_d = 143,5°C.

4. Uma bomba de deslocamento positivo rotativa possui um coeficiente de escorregamento, $K = 2{,}5315.10^{-8}$ e desloca um volume de líquido, $V_c = 227\ cm^3$, a cada rotação. Fazendo girar esta bomba com uma velocidade de rotação, $n = 500$ rpm, considerando os manômetros de admissão e descarga nivelados, velocidades de escoamento na admissão e na descarga iguais e desprezando a possível perda de vazão por vaporização do líquido na região de admissão, determinar a vazão recalcada e o respectivo rendimento volumétrico, η_v, para as seguintes condições:
   a) operação com líquido de viscosidade cinemática, $\nu = 1{,}0$ cSt, massa específica, $\rho = 1000\ kg/m^3$,e diferença de pressão, $\Delta p = 100$ kPa, entre os manômetros de admissão e descarga;
   b) operação com líquido de viscosidade cinemática, $\nu = 1{,}0$ cSt, massa específica, $\rho = 1000\ kg/m^3$, e diferença de pressão, $\Delta p = 1000$ kPa;
   c) operação com líquido de viscosidade cinemática, $\nu = 7{,}0$ cSt, massa específica, $\rho = 1470\ kg/m^3$, e diferença de pressão, $\Delta p = 1000$ kPa;
   d) operação com líquido de viscosidade cinemática, $\nu = 200$ cSt, massa específica, $\rho = 900\ kg/m^3$, e diferença de pressão, $\Delta p = 1000$ kPa.

   Respostas:
   a) $Q = 6{,}48\ m^3/h$ e $\eta_v = 95\%$; b) $Q = 3{,}52\ m^3/h$ e $\eta_v = 52\%$;
   c) $Q = 6{,}49\ m^3/h$ e $\eta_v = 95{,}3\%$; d) $Q = 6{,}79\ m^3/h$ e $\eta_v = 99{,}7\%$.

5. Tomando como referência os seguintes valores recomendados para velocidade de rotação específica, compressor alternativo, $n_{qA} = 0{,}5$, compressor rotativo, $n_{qA} = 10$, compressor (turbocompressor) centrífugo, $n_{qA} = 150$, e desprezando o fator de compressibilidade, Z, selecionar entre os três tipos de compressores o mais adequado para comprimir 10 kg/s de oxigênio ($\rho = 3{,}87\ kg/m^3$) nas condições de pressão, $p_a = 0{,}2$ MPa, e temperatura, $t_a = 27°C$, até a pressão, $p_d = 7{,}5$ MPa, com velocidade de rotação restrita à faixa de 3600 a 16000 rpm. Determinar também o número de estágios e a velocidade de rotação para o compressor selecionado. Calcular a potência consumida pela máquina com um rendimento total estimado em 80%.

   Resposta: Pela vazão aspirada, $Q = 9302\ m^3/h$ e pela diferença de pressão a ser produzida, $\Delta p = 7300$ kPa, pela Fig. 1.4, a decisão ficaria entre o compressor alternativo e o centrífugo. A elevada faixa

de velocidade de rotação conduz, no entanto, à seleção de um turbocompressor centrífugo de 12 estágios, velocidade de rotação de 15021 rpm e potência consumida no eixo igual a 9,6 MW.

6. Um compressor rotativo de palhetas gira a 1800 rpm, operando com gás refrigerante R 12 (Freon-12), de expoente isentrópico, k = 1,138. As suas características construtivas são: diâmetro interno do cilindro, D = 100 mm; largura do rotor, b = 45 mm; excentricidade do rotor, E = 6 mm; rendimento volumétrico, η_v = 80% e rendimento mecânico, η_m = 85%. O gás é admitido na pressão de 0,15 MPa e temperatura de – 20°C (ρ = 9,13 kg/m³) e comprimido até uma pressão de 0,75 MPa. Considerando uma compressão perfeitamente isentrópica, expoente isentrópico invariável com a temperatura e desprezando o fator de compressibilidade, determinar:
   a) o fluxo mássico do gás deslocado pelo compressor, em kg/h;
   b) a temperatura do gás na descarga do compressor;
   c) a potência consumida pelo motor de acionamento do compressor.
   Respostas: a) $\dot{m}$ = 125,88 kg/h; b) t_{ds} = 34,5°C;
   c) P_e = 1,27 kW.

ÍNDICE REMISSIVO

A

B

C

E

F

G

I

L

M

N

P

R

S

T

V

BIBLIOGRAFIA

ADDISON, H. **Centrifugal and other rotodynamic pumps**. London: Chapman & Hall,1966.

AICHER, W. & SCHNYDER, S. Modernización de turbocompressores. Winterthur, Suiza. **Revista Técnica Sulzer**, n. 3/4 , p. 15-22, 1988.

AIR MOVING AND CONDITIONING ASSOCIATION. **Test code for air moving devices**: Standard 210-67. Michigan, 1967.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Recepção em modelos de turbinas hidráulicas**: NB-580. Rio de Janeiro, 1978.

ATLAS COPCO. **Manual do ar comprimido**. São Paulo: Mc Graw-Hill do Brasil, 1976.

BINDER, R.C. **Fluids mechanics**. New Jersey: Prentice-Hall, 1962.

BIRNBAUM, W. Die tragende Wirbelflaeche als Hilfsmittel zur Behandlung des Ebenen Problems der Tragfluegel Theorie. Berlin. **Zeitschrif fur angewandte mathematik und Mechanik**, v.3, 1923.

BRAN, R. & SOUZA, Z.de. **Máquinas de fluxo**. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S/A, 1969.

BROWN BOVERI REVIEW. Baden/Switzerland: BBC, Brown Boveri & Company, monthly.

BÜCHI, G. **Le moderne turbine idrauliche**. Milano: Hoepli Editore, 1957.

BUREAU OF RECLAMATION. **Selecting hydraulic reaction turbines**: Engineering Monograph n. 20. Denver, Colorado, 1976.

CANAVELIS, R. Contribution à l'étude de l'erosion de cavitation das les turbomachines hydrauliques. **Bulletin de la direction des études et recherches**, n. 2, supl., 1967.

CARVALHO, D. F. **Instalações elevatórias-bombas**. Belo Horizonte: Departamento de Engenharia Civil – IPUC, 1977.

CHERKASSKY, V. M. **Bombas, ventiladores, compressores**. Moscou: Editorial Mir, 1986.

CHURCH Jr., E. F. **Turbinas de vapor**. Buenos Aires: Livraria y Editorial Alsina, 1955.

COHEN, H., ROGERS, G.F.C., SARAVANAMUTOO, H. I. H. **Gas turbine theory**. London: Longman Group Ltd., 1972.

COMITÊ BRASILEIRO DE GRANDES BARRAGENS. **Barragens no Brasil**. São Paulo: Novo Grupo Editora Técnica Ltda., 1982.

COMITÊ BRASILEIRO DO CONSELHO MUNDIAL DA ENERGIA. **Estatística brasileira de energia**. Rio de Janeiro, n. 42, 1996.

COSTA, E. C.da. **Compressores**. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 1978.

ECK, B. **Fans**. Oxford: Pergamon Press Ltd., 1973.

ECKERT, B., SCHNELL, E. **Axialkompressorem und radialkompressoren**. Berlin: Springer-Verlag, 1961.

ELETROBRÁS. **Diretrizes para estudos e projetos de pequenas centrais hidrelétricas**. Rio de Janeiro, 2000.

FALCO, R. de & MATTOS, E.E. de. **Bombas industriais**. Rio de Janeiro: JR Editora Técnica, 1989.

FUCHSLOCHER-SCHULZ. **Bombas**. Barcelona: Editorial Labor S.A., 1964.

GILES, R.V. **Mecânica dos fluidos e hidráulica**. São Paulo: Editora Mc Graw-Hill do Brasil, 1972.

GREGORIG, R. **Máquinas hidráulicas**. Belo Horizonte: Edições Engenharia, UFMG, 1968.

HENN, E.A.L. **Influência do número finito de pás em máquinas de fluxo**. Itajubá: EFEI, 1972. 88 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1972.

HICKS, T.G. **Pump operation and maintenance**. New Delhi: Tata Mc Graw-Hill Publishing, 1975.

___. **Bombas, su selecion y aplicacion**. México: Companhia Editorial Continental, 1963.

HUGHES, W.F., BRIGHTON, J. A. **Dinâmica dos fluidos**. São Paulo: Editora Mc Graw-Hill do Brasil, 1974.

HYDRAULIC INSTITUTE. **Hydraulic Institute Standards**. New York, 1975.

JARDIM, S. B. **Sistemas de bombeamento**. Porto Alegre: Sagra-DC Luzzatto, 1992.

JORGENSEN, R. **Fan Engineering**. New York: Buffalo Forge Company, 1961.

KARASSIK, I.J. & CARTER, R. **Centrifugal pumps, selected operation and maintenance**. New York, Mc Graw-Hill Book, 1960.

KOVÁTS, A. & DESMUR, G. **Pompes, ventilateurs, compresseurs**. Paris: Dunod, 1962.

KSB. **Pumpen handbuch**. Frankenthal, 3. Aufl., 1968.

LAUNDRY, W. E. Lift. **DME/NAE Bulletin, National Research Council of Canada**, n. 2., p. 1-10, 1975.

LUCIO FILHO, G.T. Padronização e construção de turbina Michell-Banki. Itajubá: EFEI. **Pesquisa e desenvolvimento tecnológico.** v.XII, n. 2, p. 10-25, 1986.

MACINNES, H. **Turbochargers**. New York: The Berkley Publishing Group, HP Books, 1984.

MACINTYRE, A.J. **Bombas e instalações de bombeamento**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara S.A., 1987.

___. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara S.A., 1983.

MARKS, BAUMEISTER. **Mechanical engineers' handbook**. Tokyo: Kogakusha, 1958.

MATAIX, C. **Turbomáquinas hidráulicas**. Madrid: Ed. ICAI, 1975.

MICHELS, A. **Sistemática para implantação e avaliação do funcionamento de micro usinas hidrelétricas no interior do Rio Grande do Sul**. Porto Alegre: PROMEC/UFRGS, 1991. 81 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 1991.

MOODY, L.F. **Hydraulic machinery**. New York: McGraw-Hill Book Co.Inc., 1942.

NEKRASSOV, B. **Cours d'hydraulique**. Moscou: Éditions en Langues Étrangères, [196-].

PALMIERI, A.C. **Manual de hidráulica básica**. Porto Alegre: Albarus Sistemas Hidráulicos Ltda., 1994.

PFLEIDERER, C. **Bombas centrífugas y turbocompressores**. Barcelona: Editorial Labor, 1960.

PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H. **Máquinas de fluxo**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1973.

QUANTZ, L. **Motores hidráulicos**. Barcelona: Editorial Gustavo Gili, 1960.

QUINTELA, A.C. **Hidráulica**. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1981.

REVISTA ABRAVA. São Paulo: Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento – mensal.

REVISTA PESQUISA E DESENVOLVIMENTO TECNOLÓGICO. Itajubá: Editora da EFEI – trimestral.

RODRIGUES, P.S.B. **Compressores industriais**. Rio de Janeiro: Editora Didática e Científica Ltda., 1991.

SADHU, D.P. **Energia eólica**. Porto Alegre: Departamento de Engenharia Mecânica / UFRGS, [198-].

SALOMON, L.R. **Cálculo teórico do escoamento em máquina de fluxo radial**. Itajubá: EFEI, 1972. 66 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1972.

SCHEGLIÁIEV, A.V. **Turbinas de vapor**. Moscou: Editorial Mir, 1985.

SCHREIBER, G. P. **Usinas hidroelétricas**. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1981.

SEDILLE, M. **Ventilateurs et compresseurs centrifugues et axiaux**. Paris: Masson et Cie. Editeurs, 1973.

___. **Turbo-machines hydrauliques et thermiques**. Paris: Masson et Cie. Editeurs, 1967.

SHAMES, I. H. **Mecânica dos fluidos**. Madrid: Ediciones del Castillo S. A., 1967.

SHEPHERD, D.G. **Principles of turbomachinery**. New York: The Mac Millan Co., 1956.

SHVETS, I. et al. **Thermal engineering**. Moscou: Peace Publishers, [196-].

SMITH, A. **Developments in large steam turbines for electrical power generation**. Newcastle upon Tyne: C.A. Parsons & Company, 1976.

SILVA, R.B. **Compressores, bombas de vácuo e ar comprimido**. São Paulo: Grêmio Politécnico, 1980.

SOUZA, Z. de. **Dimensionamento de máquinas de fluxo**: Turbinas-Bombas-Ventiladores. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 1991.

SOUZA, Z. de, FUCHS, R.D., SANTOS, A. H. M. **Centrais hidro e termelétricas**. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1983.

STEPANOFF, A.J. **Centrifugal and axial pumps.** New York: John Wiley & Sons Inc., 1957.

STODOLA, A. **Steam and gas turbines.** New York: Peter Smith, 1945.

SULZER TECHNICAL REVIEW. Winterthur, Suiza: Sulzer Management AG – quarterly.

TARDÁ, J. M. **Ventiladores y turbocompressores.** Barcelona: Marcombo, 1966.

TEDESCHI, P. **Proyecto de máquinas.** Buenos Aires: Editorial Universitaria, 1969.

TORREIRA, R.P. **Bombas, válvulas e acessórios.** São Paulo: Ex Libris, 1996.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R.E. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1976.

VARLEY, F.A. Effects of impeller design and surface roughness of the performance of centrifugal pumps. London. **Proceedings, institution of mechanical engineers**, v. 175, 1961.

VAVRA, M.H. **Aero-thermodynamics and flow in turbomachines**. New York: John Wiley & Sons Inc., 1960.

VIEIRA, R. C. C. **Atlas de mecânica dos fluidos**. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 1971.

VIVIER, L. **Turbinas de vapor y gas.** Bilbao: Urmo S.A. de Ediciones, 1975.

ZUBICARAY, M. V. **Bombas.** México: Editorial Limusa-Wiley, 1972.

WIESNER, F.J. A review of slip factors for centrifugal impellers. **Transaction of the ASME – Journal of engineering for power**, p 558-572, october, 1967.

WILSON, W.E. **Positive-displacement pumps and fluid motors.** New York: Pitman, 1950.

YAHYA, S. M. **Turbines, compressors and fans.** New Delhi: Tata Mc Graw-Hill Publishing, 1983.

Impressão e Acabamento:
Pallotti/Santa Maria

Formato:
16 x 23 cm

Mancha:
12 x 19 cm

Tipo:
Times New Roman

Corpo:
12/14

Número de Páginas:
476

Tiragem:
1000 exemplares

Papel:
Capa: *Supremo 250g*
Offset: *75g*

Sofware:
Page Maker 6.5